System zur aktiven Reduktion der Schallabstrahlung von Lärmquellen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte

DISSERTATION
vorgelegt von

Sten Böhme
aus Wolgast

Hamburg 2010

Referent: Prof. Dr.-Ing. D. Sachau

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. L. Gaul

Tag der mündlichen Prüfung: 8. April 2010

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter Offizier am Institut für Mechanik der Fakultät Maschinenbau an der Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg.

Die Motivation für das Thema entwickelte sich im Laufe vieler fachlicher Diskussionen und Gespräche, wobei immer wieder ähnliche Fragestellungen Gegenstand wissenschaftlicher Betrachtungen waren, insbesondere:

> *Wie kann das Abstrahlverhalten von Schallquellen aktiv beeinflusst werden?*
>
> *Wie kann die Abgabe von Schallenergie durch Lärmquellen aktiv verhindert werden?*

Mit dieser Arbeit soll unter anderem ein Beitrag zur Beantwortung eben dieser Fragen geleistet werden.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. D. Sachau für das Angebot und die Möglichkeit an der Professur für Mechatronik zu arbeiten als auch für die umfangreiche Unterstützung und den großzügigen Freiraum in Forschung und Lehre.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. L. Gaul für die Übernahme des Korreferats bedanken.

Ebenso danke ich den Kollegen und Kameraden vom Team Mechatronik für die Unterstützung bei der Programmierung, den Messungen, der Fertigung von Versuchständen und vielem mehr. Ohne den fachlichen und persönlichen Beistand wäre die Umsetzung der Arbeit nicht möglich gewesen.

Mein Dank gilt auch Herrn Hptm Dipl.-Ing. M. Sobon für die vielen konstruktiven Beiträge während der Fertigstellung der Arbeit.

Darüber hinaus möchte ich mich bei meinem Dienstherrn, der Bundeswehr, bedanken. Es wurde mir ermöglicht, in Zeiten der Personalknappheit und laufender Auslandseinsätze eine mehrjährige wissenschaftliche Tätigkeit aufzunehmen.

Hamburg, im Juni 2010 Sten Böhme

§7 Maßnahmen zur Vermeidung und Verringerung der Lärmexposition:

„Die Lärmemission muss am Entstehungsort verhindert oder so weit wie möglich verringert werden."

LärmVibrationsArbSchV, 2007

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis III

Tabellenverzeichnis VII

Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole VII

1 Einleitung 1

2 Stand der Technik 2

2.1 Physikalische Größen in der Akustik 2

2.2 Einführung in die aktive Lärmreduktion 6

2.3 Schalldruckbasierte Regelung 10

2.3.1 Regelalgorithmus 10

2.3.2 Lokale Lärmreduktion 12

2.3.3 Globale Lärmreduktion 14

2.4 Energiebasierte Regelung 16

2.4.1 Regelalgorithmus 17

2.4.2 Lokale Lärmreduktion 19

2.4.3 Globale Lärmreduktion 21

2.5 Schlussfolgerungen 26

3 Abstrahlverhalten von Kolbenstrahlern 28

3.1 Lautsprecher als Kolbenstrahler 28

3.1.1 Finite-Elemente-Modell eines Lautsprechers im Freifeld 30

3.1.2 Abstrahlverhalten eines Kolbenstrahlers im Freifeld 33

3.2 Absorption von Schallleistung durch einen Kolbenstrahler 36

3.3 Minimierung der Gesamtwirkleistung bei Kolbenstrahlern 41

4 Adaptive Minimierung der Gesamtwirkleistung 46

4.1 Adaptive Regelung im Frequenzbereich 46

4.1.1 Optimale Lösung 46

4.1.2 Herleitung der Update-Gleichung 48

4.1.3 Adaptiver Regelalgorithmus 50

4.2 Systemkalibrierung 53

4.2.1 Vorentzerrung des Referenzsignals 54
4.2.2 Phasenkorrektur zwischen Druck- und Beschleunigungssensor 55
5 Experimenteller Nachweis 57
5.1 Versuchsumgebung und verwendete Komponenten 57
5.2 Systemkalibrierung 59
5.2.1 Vorentzerrung des Referenzsignals 60
5.2.2 Phasenkorrektur der Sensorsignale 61
5.2.3 Modellierung der Übertragungsstrecke H_{SS} 63
5.3 Adaptive Regelung mit Kolbenstrahlern gleicher Membranfläche 65
5.3.1 Messaufbau 65
5.3.2 Messergebnisse und Folgerungen 67
5.4 Adaptive Regelung mit Kolbenstrahlern ungleicher Membranfläche 71
5.4.1 Versuchsanordnung 71
5.4.2 Messergebnisse und Folgerungen 72
6 Anwendung auf ein Propellerflugzeug 76
6.1 Problemstellung 76
6.2 Versuchsstand mit Schwingerregung 77
6.2.1 Aufbau des Versuchsstandes für die Propellerebene 78
6.2.2 Primärfeldanregung 79
6.3 Messergebnisse und Folgerungen 83
7 Zusammenfassung und Ausblick 87
Literaturverzeichnis 88

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1: Mechatronisches System nach [Isermann 02] 6

Abb. 2.2: Vorwärtsführung nach [Lueg 34] 7

Abb. 2.3: Rückwärtsführung nach [Olsen 53] 8

Abb. 2.4: Momentane Schalldruckverteilung gegenphasiger Punktschallquellen 9

Abb. 2.5: Überblick der Reglerstrategien und physikalischen Mechanismen für die aktive Lärmreduktion 9

Abb. 2.6: Blockschaltbild des FxLMS-Algorithmus nach [Kuo 96] 10

Abb. 2.7: Prinzipskizze einer Sekundärstrecke des Druckes 11

Abb. 2.8: Anordnung der Aktuatoren und Sensoren lokaler ANC-Systeme 12

Abb. 2.9: Mock-up und Regelergebnisse für lokale ANC nach [Gerner 05] 14

Abb. 2.10: Ringförmige Lautsprecheranordnung in einem Propellerflugzeug nach [Elliott 90] 15

Abb. 2.11: Aufbau für die intensitätsbasierte Regelung nach [Hald 91] 17

Abb. 2.12: Diagramm des FxLMP-Algorithmus nach [Hald 91] 18

Abb. 2.13: Prinzipskizze einer Sekundärstrecke der Schallschnelle 18

Abb. 2.14: Energiedichtesensoren nach [Sommerfeldt 06] und [Hansen 03] 20

Abb. 2.15: Versuchsanordnung für die energiebasierte Regelung nach [Faber 04] 21

Abb. 2.16: Experimenteller Aufbau nach [Tohyama 91] 22

Abb. 2.17: Experimenteller Aufbau nach [Kang 95] 23

Abb. 2.18: Anordnung für die intensitätsbasierte Regelung nach [Enamito 01] und [Böhme 08a] 24

Abb. 2.19: Beispiel für eine Intensitätsverteilung im Rechteckraum 25

Abb. 2.20: Ausgesuchte Literaturstellen für die Anwendung aktiver Lärmreduktion ... 26

Abb. 3.1: Lautsprecher mit Koordinatensystem 29

Abb. 3.2: Kugelvolumen mit Lautsprechermodell 31

Abb. 3.3: Tetraeder mit Knotenpunkten und Netzeigenschaften des FE-Modells 31

Abb. 3.4: Diskretisierung des Kugelvolumens und der Lautsprechermembran 32

Abb. 3.5: Geometrie und Längenverhältnisse des FE-Modells 33

Abb. 3.6: Druck- und Intensitätsverteilung eines Kolbenstrahlers im Freifeld für 160 Hz 33

Abb. 3.7: Verhältnis zwischen Blind- und Wirkleistung eines Kolbenstrahlers im Freifeld 34

Abb. 3.8: Phasenwinkel zwischen Schnelle und Druck auf der Kolbenstrahleroberfläche 35

Abb. 3.9: Verhältnis zwischen reaktiver und aktiver Intensität entlang der Strahlermittelachse 36

Abb. 3.10: Räumliche Anordnung und Dimensionen von Primär- und Sekundärquelle 36

Abb. 3.11: Differenz der Primär- und Gesamtwirkleistung mit und ohne maximaler Absorption 38

Abb. 3.12: Schalldruckpegel bei maximaler Absorption für 160 Hz 39

Abb. 3.13: Aktive Intensität und Schalldruckpegel zwischen SQ und PQ bei maximaler Absorption für 160 Hz 39

Abb. 3.14: Wirkleistung der Sekundärquelle für 160 Hz in Abhängigkeit vom Verstärkungsfaktor k 40

Abb. 3.15: Differenz der Gesamtwirkleistung bei Absorption und Leistungsminimierung 42

Abb. 3.16: Schalldruckpegel für die Leistungsminimierung bei 160 Hz 42

Abb. 3.17: Aktive Intensität- und Schalldruckpegel zwischen SQ und PQ bei der Leistungsminimierung für 160 Hz 43

Abb. 3.18: Gesamtwirkleistung des Quellenpaares in Abhängigkeit von k für 160 Hz .44

Abb. 3.19: Wirkleistung der Sekundärquelle mit reellem Verstärkungsfaktor k für 160 Hz 44

Abb. 4.1: Prinzip der adaptiven Leistungsminimierung – APM 46

Abb. 4.2: Verlauf der aktiven Intensitätskomponente auf der Strahlermittelachse von SQ in Abhängigkeit von k 48

Abb. 4.3: Qualitative Zusammenhänge von Schnelle, Druck und Übertragungszahlen in der komplexen Zahlenebene für die Minimierung der Gesamtabstrahlung gleich großer Quellen 50

Abb. 4.4: Flussdiagramm für das Update des Verstärkungsfaktors k 52

Abb. 4.5: Schritte der Systemkalibrierung 53

Abb. 4.6: Signalverlauf für die Bestimmung der Vorentzerrung des Referenzsignals ...54

Abb. 4.7: Umsetzung der Vorentzerrung im Frequenzbereich 55

Abb. 4.8: Schaubild für die Bestimmung der Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Druckaufnehmer 55

Abb. 4.9: Berücksichtigung der Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Drucksignal 56

Abb. 4.10: Schaubild des APM-Systems 56

Abb. 5.1: Abmaße und Beschaffenheit des ANR-Labors and der HSU-HH 57

Abb. 5.2: Aufbau der Systemkomponenten für die Kalibrierung 59

Abb. 5.3: Amplitudengang der Vorentzerrung für die Terzmittenfrequenzen 60

Abb. 5.4: Phasengang der Vorentzerrung für die Terzmittenfrequenzen 61

Abb. 5.5: Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Drucksensor für die Terzmittenfrequenzen 62

Abb. 5.6: Normierter Verlauf der aktiven Intensität vor SQ mit und ohne Phasenkorrektur für ausgewählte Frequenzen 63

Abb. 5.7: Gemessene Amplitude des Übertragungsstreckenmodells $\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}$ für die Terzmittenfrequenzen 64

Abb. 5.8: Gemessene Phase des Übertragungsstreckenmodells $\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}$ für die Terzmittenfrequenzen 64

Abb. 5.9: Messpunkte und Messebene für die Intensitäts- und Druckmessung 66

Abb. 5.10: Messaufbau und Apparatur für die Intensitätsmessung 67

Abb. 5.11: Mittlere(r) Intensität und Schalldruck für die APM bei baugleichen Quellen 68

Abb. 5.12: Intensitätsverteilung in der Messebene für die APM mit gleichen Strahlern bei 160 Hz 69

Abb. 5.13: Schalldruckpegel an den Messpunkten für die APM mit baugleichen Quellen bei 160 Hz 69

Abb. 5.14: Schalldruckpegel am Fehlermikrofon für die APM mit baugleichen Quellen 70

Abb. 5.15: Versuchsanordnung für die Anwendung der APM auf Kolbenstrahler mit unterschiedlicher Größe 71

Abb. 5.16: Mittlere(r) Intensität und Schalldruck für die APM bei unterschiedl. Quellen 72

Abb. 5.17: Intensitätsverteilung für APM mit Strahlern unterschiedl. Größe bei 160 Hz 73

Abb. 5.18: Schalldruckpegel an den Messpunkten für die APM mit unterschiedl. Quellen bei 160 Hz....73

Abb. 5.19: Schalldruckpegel am Fehlermikrofon für die APM mit unterschiedl. Strahlern....74

Abb. 5.20: Schallschnellepegel für die APM bei unterschiedl. Membrangröße von PQ und SQ....75

Abb. 6.1: Rumpf des Militärtransporters A400M....76

Abb. 6.2: Propellerebene des Militärtransporters A400M....77

Abb. 6.3: Konstruktion und Lagerung einer Rumpfstruktur im Labor....78

Abb. 6.4: Befestigung und mögliche Montagepunkte für die Primäranregung....79

Abb. 6.5: Kartierungssensoren und Referenzmikrofon zur Bestimmung der Primäranregung....80

Abb. 6.6: Messaufbau für die Bestimmung der Primäranregung....81

Abb. 6.7: Schalldruckpegel am Referenzmikrofon für verschiedene Primäranregungen....82

Abb. 6.8: Arithmetisch gemittelter Schalldruckpegel an den Kartierungsmikrofonen für verschiedene Primäranregungen....82

Abb. 6.9: Aufbau für Intensitätskartierung und Platzierung des APM-Systems....83

Abb. 6.10: Intensitätsverteilung vor dem Paneel mit eingerüstetem APM-System mit und ohne Regelung für 125 Hz....84

Abb. 6.11: Räumliche Verteilung der Messpunkte im ANR-Labor....85

Abb. 6.12: Druckpegel des geregelten und ungeregelten Schallfeldes an Messpunkten im ANR-Labor bei 125 Hz....86

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5-1: Verwendete Hardware-Komponenten für das APM-System 58
Tabelle 5-2: Parameter der Fourier-Transformation..... 59
Tabelle 5-3: Gewählte Reglerparameter 65

Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole

Abkürzungen:

ANC	engl. Active Noise Control
ANR	engl. Active Noise Reduction
APM	engl. Adaptive Power Minimization
ASAC	engl. Active Structural Acoustic Control
ASANCA	engl. Advanced Study for Active Noise Control in Aircraft
ATVA	engl. Active Tuned Vibration Attenuator
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FxLMP	engl. Filtered x Least Mean Product
FxLMS	engl. Filtered x Least Mean Square
HiFi	engl. High Fidelity
HSU-HH	Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg
PQ	Primärquelle
RQ	Referenzquelle
SQ	Sekundärquelle

Lateinische Formelzeichen:

A	Fläche oder Strahlerfläche
H	Übertragungsfunktion zwischen Beschleunigung und Druck
I	Intensität
I_a	aktive Intensität
I_n	Intensität normal zur Oberfläche

I_r	reaktive Intensität
J	Kostenfunktion, auch Fehlerfunktion
L	Übertragungsfunktion zwischen Referenzsignal und Beschleunigung der Sekundärquelle
L_I	Intensitätspegel
L_p	Schalldruckpegel
L_v	Schnellepegel
P	Primärstrecke
P_a	akustische Wirkleistung
P_r	akustische Blindleistung
P_s	akustische Scheinleistung
P_Total	abgestrahlte Gesamtwirkleistung
R	Realteil von Z
S	Sekundärstrecke
W	adaptives Filter
Z_F	Feldimpedanz, auch spezifische Schallimpedanz
Z	akustische Impedanz
Z_r	akustische Strahlungsimpedanz

A	Beschleunigung
a_i	Koeffizient der i-ten Potenz eines Polynoms
C	Schallgeschwindigkeit
D	Durchmesser einer Kolbenmembran
e_i	maximale Elementgröße des i-ten Bereiches
E	Fehlersignal
F	Frequenz
K	Verstärkungsfaktor, auch Gewichtungsfaktor
k_max	maximal zulässiger Verstärkungsfaktor
k_Sa	optimaler Verstärkungsfaktor für die maximale Absorption durch die Sekundärquelle
k_So	optimaler Verstärkungsfaktor für minimale Gesamtwirkleistung
M	m-ter Schritt der Mittelungen für die Fourier-Transformation

m_{max}	Anzahl der Mittelungen für die Fourier-Transformation
n	Zeitschritt
p	Schalldruck
p_0	Umgebungsdruck
q	Schallfluss oder Volumenschnelle
r	Ort
t	Zeit
t_{Pause}	Pause zwischen zwei Update-Berechnungen
v	Schallschnelle
v_n	Schnelle normal zur Oberfläche
w	Energiedichte
w_{kin}	spezifische kinetische Energie
w_{pot}	spezifische potentielle Energie
w	Filterkoeffizient
x	Referenzsignal
Δx	Abstand zwischen zwei Mikrofonen
y	Stellgröße

Anmerkung: x, y und z werden ebenfalls als kartesische Koordinaten verwendet.

Griechische Formelzeichen:

ε	Schwellwert der Primärbeschleunigung für den Beginn der Regelung
λ	Wellenlänge
μ	Schrittweite
ρ_0	Ruhedichte
φ	Phasenwinkel
φ_{corr}	Phasenwinkel der Phasenkorrektur
φ_D	Phasenwinkeldifferenz
$\Delta\varphi$	Phasenverschiebung
ω	Kreisfrequenz

Indizes:

P	primär, an der Primärquelle
PP	zur Primärquelle infolge der Primärquelle
PQ	Primärquelle
PS	zur Primärquelle infolge der Sekundärquelle
RQ	Referenzquelle
S	sekundär, an der Sekundärquelle
SP	zur Sekundärquelle infolge der Primärquelle
SQ	Sekundärquelle
SS	zur Sekundärquelle infolge der Sekundärquelle

Anmerkung: Lateinische Formelzeichen werden ebenfalls als Indizes verwendet.

Beispiele: $\varphi_{a\mathrm{P}}$ – Phasenwinkel der Beschleunigung a an der Primärquelle

$\underline{p}^{A}_{\mathrm{PQ}}$ – Druck auf der Oberfläche A der Primärquelle

$v_{\mathrm{S}x}$ – sekundäre Schnelle in x- Richtung

Schreibweisen:

$\vec{a}$	Vektor a
$\underline{a}$	komplexe Größe a
$\tilde{a}$	Effektivwert a
a'	gefilterte Größe a
$\hat{a}$	Amplitude der Größe a
$\widehat{a}$	Modell der Größe a
$\mathbf{A}$	Spaltenmatrix der Größe a

Mathematische Operatoren:

∂	partielle Ableitung
Δ	Laplace-Operator
∇	Gradient
$\Im\{.\}$, imag(.)	Imaginärteil
$\Re\{.\}$, real(.)	Realteil
$(.)^*$	komplex konjugiert

$\lvert . \rvert$	Betrag
min(.)	Minimalwert

Symbole für Flussdiagramme:

	Eingabe, Ausgabe
	Zwischenhalt
	Operation
	Verzweigung
	Manuelle Eingabe
	Gespeicherte Daten

1 Einleitung

In vielen technischen Anwendungen werden durch Maschinen, Propeller oder andere Lärmquellen akustische Wellenfelder im niederen Frequenzbereich (unter 500 Hz) erzeugt. Der meist stationäre und harmonische Störschall wird dabei oft über eine begrenzte Anzahl von Transmissionswegen durch Körper- oder Luftschwingungen in einen Raum übertragen. Aufgrund von Komfort oder Arbeitsschutzbestimmungen kann der Einsatz von Systemen zur aktiven Lärmreduktion notwendig sein. Sie haben gegenüber den passiven Mitteln einen Vorteil, wenn Platzangebot und Gewicht limitierende Faktoren für die Einrüstung von Gegenmaßnahmen sind. Aktive Systeme bestehen in der Regel aus Aktuatoren und Sensoren, die an einen Regler gekoppelt sind. Dieser steuert die Aktuatoren so an, dass eine mit den Sensoren detektierte Fehlergröße minimiert wird.

Der Einsatz klassischer Gegenschallsysteme lohnt sich bei einfachen Raumgeometrien und geringer Dichte der durch Lärm angeregten akustischen Moden. Bei komplexeren Problemstellungen wird die zur globalen Lärmreduktion benötigte Hardware eine kommerzielle Anwendung erschweren. Gerade in Flugzeugen und anderen Transportmitteln ist die erforderliche globale Verteilung von Systemkomponenten problematisch. Zusätzlich müssen viele Eigenschaften des Wellenfeldes für eine wirkungsvolle Anordnung der Aktuatoren und Sensoren bekannt sein.

Unter Verwendung einer neuen Regelstrategie im Zusammenhang mit einer kollokalen Anordnung von Aktuatoren und Sensoren ist es möglich, den Energieeintrag durch die Transmissionswege zu verhindern. Dabei wird mit einer rein lokalen Maßnahme ein globaler Regelungserfolg erzielt. Diese Arbeit zeigt, wie bei minimalem Hardware-Einsatz ein solches System realisiert werden kann.

Zuerst werden anhand von Beispielen die gängigen Reglerstrategien und Anwendungen aktiver Systeme zur Lärmbekämpfung beschrieben. Anschießend zeigen Finite-Elemente-Berechnungen die Einflussmöglichkeiten auf das Abstrahlverhalten von Lärmquellen. Die zu Grunde liegenden physikalischen Mechanismen werden erläutert. Ausgehend davon wird ein adaptives System zur Unterdrückung des Energieeintrages einer Störschallquelle entwickelt. Die für die technische Umsetzung notwendigen Schritte und die dazugehörige neuentwickelte Reglermethode werden beschrieben. Danach wird der Einsatz des Systems bei einfachen Schallquellen gezeigt, um die Wirksamkeit der Methode zu präsentieren. Ferner wird sie auf eine komplexere Problemstellung aus dem Bereich der Lärmreduktion bei Propellerflugzeugen angewendet. Der dazu konstruierte Versuchsaufbau und die erzielten Ergebnisse werden erläutert. Eine Zusammenfassung und Anregungen für weiterführende Studien schließen diese Arbeit ab.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel setzt sich mit den bereits erzielten Fortschritten und Anwendungen im Bereich der aktiven Lärmreduktion auseinander. Bevor die technische Historie und Entwicklungen im Fokus stehen, werden mathematische Zusammenhänge und Begriffsdefinitionen der Akustik dargelegt. Dieses Unterkapitel regelt den im Fortlauf der Arbeit wiederkehrenden Sprachgebrauch. Anschließend wird nach einer kurzen Einführung in die Thematik, die Reglerstrukturen und deren beispielhafte Applikationen vorgestellt. Am Ende dieses Kapitels sind die für diese Arbeit wichtigsten Folgerungen zusammengefasst.

2.1 Physikalische Größen in der Akustik

Schall ist an sich eine Störung des Gleichgewichtszustandes in einem Medium, welche durch mechanische Schwingungen hervorgerufen wird [Kuttruff 04].

Die Ausprägung von Schallfeldern in gasförmigen Medien lässt sich durch die zwei Feldgrößen Schallwechseldruck (auch Schalldruck) und Schallschnelle ausreichend beschreiben [Henn 84]. Der Schalldruck p ist eine skalare Größe und ein Maß für die Kompression und Dekompression der Luftteilchen. Er überlagert sich mit dem statischen Umgebungsdruck p_0. Die Schallschnelle $\vec{v}$ hingegen beschreibt die Geschwindigkeit, mit der die Luftpartikel oszillieren und hat als kinematische Feldgröße vektoriellen Charakter. Die Beziehung zwischen Schalldruck und Schallschnelle ergibt sich aus der Anwendung der Newtonschen Bewegungsgleichung auf ein infinitesimales Volumenelement [Henn 84]:

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{v}(\vec{r},t)}{\partial t} + \nabla p(\vec{r},t) = 0, \tag{2.1}$$

wobei ρ_0 die Ruhedichte des Ausbreitungsmediums ist. Aus (2.1) lässt sich ableiten, dass der räumliche Gradient des Druckes proportional zu der Partikelbeschleunigung $\vec{a}$ ist. Mit der Kontinuitätsgleichung und der Zustandsgleichung für die isentrope Verdichtung idealer Gase kann man aus (2.1) die Wellengleichung gewinnen:

$$\Delta p(\vec{r},t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\vec{r},t)}{\partial t^2} = 0. \tag{2.2}$$

Diese homogene lineare partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung beschreibt die räumliche Ausbreitung von Schallwellen in Abhängigkeit vom Ort $\vec{r}$ und der Zeit t. Akustische Quellen treten bei dieser Formulierung nur am Rand des Schallfeldes auf. Sie gilt für Fluide, in denen der Schallwechseldruck klein gegenüber dem Umgebungsdruck und die Schallschnelle klein verglichen mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit c der Schallwelle ist.

Für rein periodische Vorgänge lässt sich der Verlauf des Schalldruckes p in Abhängigkeit von der Kreisfrequenz ω durch einen harmonischen Ansatz beschreiben [Fahy 89]:

$$p(\vec{r},t) = \Re\left\{\underline{p}(\vec{r})\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}\right\}, \tag{2.3}$$

mit

$$\underline{p}(\vec{r}) = \hat{p}(\vec{r})\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi_p(\vec{r})}. \tag{2.4}$$

$\underline{p}(\vec{r})$ ist der räumlich abhängige komplexe Druck, der durch eine Phase φ_p und die Amplitude $\hat{p}$ gekennzeichnet ist. Er wird auch als komplexe Schalldruckamplitude bezeichnet.

Für die Kreisfrequenz ω gelten folgende Zusammenhänge:

$$\omega = 2\pi f = 2\pi\frac{c}{\lambda}. \tag{2.5}$$

Mit f wird die Frequenz des Schalldruckes bezeichnet. Die Wellenlänge λ ist ein Maß für die Ausdehnung der Bereiche konstanter Phasenverschiebung einer Welle. Sie beschreibt auch den Knotenabstand bei stehenden Wellen in der eindimensionalen Schallausbreitung [Heckl 75]. Erweitert man (2.4) mit $\exp(\mathrm{j}\omega t)$ und setzt dies in (2.2) ein, so erhält man die Helmholtz-Gleichung:

$$\Delta\underline{p}(\vec{r}) + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \underline{p}(\vec{r}) = 0. \tag{2.6}$$

Sie ist eine homogene lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung und überführt die Wellengleichung in den Frequenzbereich. Die Schallgeschwindigkeit c, ist nur für die Expansion in verlustfreien Medien rein reell. Bei der verlustbehafteten Ausbreitung (z.B. durch Dämpfung) nimmt sie komplexe Werte an [DEGA 06]. Mit (2.2) und (2.6) lassen sich nicht nur die Verteilung der Schallfeldgrößen berechnen, sondern auch einige allgemeine Aussagen ableiten [Heckl 75]:

- Es gilt das Superpositionsprinzip, dass heißt Schallwellen überlagern sich ohne gegenseitige Beeinflussung bei gleich bleibender Raumgeometrie. Schallwellen gleicher Frequenz können sich verstärken (konstruktive Interferenz) oder auslöschen (destruktive Interferenz).
- Es gilt das Reziprozitätsprinzip, dass heißt die Orte von Ursache (Schallquelle) und Wirkung (Schalldruck) können vertauscht werden.

Analog zum Druck lassen sich die Koordinaten des Geschwindigkeitsvektors in einen ortsabhängigen und einen zeitabhängigen Anteil aufspalten:

$$v_x(\vec{r},t) = \Re\left\{\underline{v}_x(\vec{r})\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}\right\}, \text{ mit } \underline{v}_x(\vec{r}) = \hat{v}_x(\vec{r})\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi_{vx}}. \tag{2.7}$$

$\hat{v}_x$ bezeichnet die Amplitude und φ_{vx} den Phasenwinkel der Schnellekomponente in *x*-Richtung. Der örtliche Zusammenhang zwischen den Feldgrößen Schallschnelle und Schalldruck wird durch die Feldimpedanz $\underline{Z}_\mathrm{F}$ oder auch spezifische Schallimpedanz hergestellt. Sie ist der Quotient aus dem komplexen Schalldruck und den komplexen Koordinaten des Schallschnellevektors [DEGA 06]:

$$\underline{Z}_{\mathrm{F}x}(\vec{r}) = \frac{\underline{p}(\vec{r})}{\underline{v}_x(\vec{r})},\ \underline{Z}_{\mathrm{F}y}(\vec{r}) = \frac{\underline{p}(\vec{r})}{\underline{v}_y(\vec{r})} \text{ und } \underline{Z}_{\mathrm{F}z}(\vec{r}) = \frac{\underline{p}(\vec{r})}{\underline{v}_z(\vec{r})}. \tag{2.8}$$

Die eben vorgestellten Schallfeldgrößen beschreiben im Wesentlichen die Wirkung von einer oder mehreren akustischen Quellen auf ihre Umgebung. Da reale Systeme mindestens leicht gedämpft sind, wird durch sie Energie dissipiert. Bei tonalen Schallfeldern, die stationär und periodisch zugleich sind, bedeutet dies eine ständige Energieabgabe in das System durch die akustischen Quellen, um das Schallfeld aufrecht zu erhalten. Physikalische Größen, die den Energiegehalt des Schallfeldes oder den Energietransport zwischen Quelle und Absorber (Energiesenke) beschreiben, sind die Energiedichte, die Schallintensität und die Schallleistung. Die Energiedichte *w* beschreibt die Summe der potentiellen und kinetischen Energien pro Volumeneinheit [Henn 84]:

$$w = w_\mathrm{pot} + w_\mathrm{kin} = \frac{1}{2\rho_0 c^2}\,\tilde{p}(\vec{r},t)^2 + \frac{\rho_0}{2}\,\tilde{v}(\vec{r},t)^2. \tag{2.9}$$

Die Größen $\tilde{p}$ und $\tilde{v}$ bezeichnen die Effektivwerte des Schalldruckes und des Schnellevektors.

Die instantane Schallintensität $\vec{I}$ berechnet sich aus dem Produkt von Schnelle und Schalldruck:

$$\vec{I}(\vec{r},t) = p(\vec{r},t)\,\vec{v}(\vec{r},t). \tag{2.10}$$

Sie besitzt an sich wenig Aussagekraft über den Energietransport. Aus ihr lassen sich aber die aktive und die reaktive Intensität ableiten. Die aktive Intensität $\vec{I}_\mathrm{a}$ korrespondiert mit dem Nettoenergietransport durch eine Einheitsfläche, die senkrecht auf dem Schnellevektor $\vec{v}$ steht [Heckl 75]. Sie wird in der Literatur oft als Schallintensität bezeichnet. Sie berechnet sich aus dem zeitlichen Mittelwert der instantanen Intensität [Kuttruff 04]:

$$\vec{I}_\mathrm{a}(\vec{r}) = \overline{p(\vec{r},t)\,\vec{v}(\vec{r},t)}. \tag{2.11}$$

Die Komponenten der komplexen Intensität $\underline{\vec{I}}$ eines kartesischen Koordinatensystems lassen sich als Produkt des komplexen Schalldruckes und der komplexen Schallschnelle darstellen [Fahy 89], für die *x*-Koordinate folgt:

$$\underline{I}_x(\vec{r}) = \frac{1}{2}\,\underline{p}(\vec{r})\,\underline{v}_x(\vec{r})^* = I_{\mathrm{a}x}(\vec{r}) + I_{\mathrm{r}x}(\vec{r})\,\mathrm{j}. \tag{2.12}$$

Der Realteil entspricht hierbei der Komponente der aktiven Intensität. Es gilt:

$$I_{\mathrm{a}x}(\vec{r}) = \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{p}(\vec{r})\,\underline{v}_x(\vec{r})^*\right\} = \frac{1}{2}\hat{p}(\vec{r})\hat{v}_x(\vec{r})\cos(\varphi_p(\vec{r}) - \varphi_{vx}(\vec{r})). \qquad (2.13)$$

Der Imaginärteil von $\underline{I}_x$ korrespondiert mit der *x*-Koordinate der reaktiven Schallintensität $\vec{I}_{\mathrm{r}}$. Sie beschreibt den Anteil des Energietransportes, der lokal durch die Umwandlung von potentieller in kinetische Energie und umgekehrt oszilliert. Er trägt nichts zum Nettoenergietransport bei [Fahy 89]:

$$I_{\mathrm{r}x}(\vec{r}) = \frac{1}{2}\Im\left\{\underline{p}(\vec{r})\,\underline{v}_x(\vec{r})^*\right\} = \frac{1}{2}\hat{p}(\vec{r})\hat{v}_x(\vec{r})\sin(\varphi_p(\vec{r}) - \varphi_{vx}(\vec{r})). \qquad (2.14)$$

Die akustische Scheinleistung $\underline{P}_{\mathrm{s}}$, welche den Energietransport durch eine Fläche *A* pro Zeiteinheit beschreibt, wird aus der Integration der normalen komplexen Intensität $\vec{\underline{I}}_{\mathrm{n}}$ über eben diese Fläche berechnet [DEGA 06]:

$$\underline{P}_{\mathrm{s}} = P_{\mathrm{a}} + P_{\mathrm{r}}\,\mathrm{j} = \int_A \vec{\underline{I}}_{\mathrm{n}}\,\mathrm{d}\vec{A}. \qquad (2.15)$$

Die Größe P_{a} bezeichnet die Wirkleistung aufgrund der aktiven Intensität und P_{r} den Anteil der Blindleistung aufgrund der reaktiven Intensität. Neben der Beschreibung des Schallfeldes und der Energie bzw. deren Transport kann es erforderlich sein, Schallquellen näher zu charakterisieren.

Entspricht die Fläche *A* der Oberfläche eines Schallstrahlers, so entspricht P_{a} der abgestrahlten Wirkleistung. Die Blindleistung P_{r} wird verursacht durch eine mitschwingende Mediumsmasse, die mitbewegt wird. Dies trägt aber nicht zur Abstrahlung von Wirkleistung bei. Eine weitere Größe für die Beschreibung von Quellen ist der Schallfluss q, auch Volumenschnelle genannt. Sie wird aus der Schnelle $\vec{v}_{\mathrm{n}}$ normal zur Strahleroberfläche *A* berechnet [DEGA 06]:

$$q(\vec{r},t) = \int_A \vec{v}_{\mathrm{n}}(\vec{r},t)\,\mathrm{d}\vec{A} = \Re\left\{\underline{q}(\vec{r})\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}\right\},\ \text{mit}\ \underline{q}(\vec{r}) = \hat{q}(\vec{r})e^{\mathrm{j}\varphi_q}. \qquad (2.16)$$

Der Zusammenhang zwischen Schallfluss und der Schallleistung kann durch die Strahlungsimpedanz $\underline{Z}_{\mathrm{r}}$ beschrieben werden:

$$\underline{P}_{\mathrm{s}} = \tilde{q}(\vec{r},t)^2\,\underline{Z}_{\mathrm{r}},\ \text{mit}\ P_{\mathrm{a}} = \tilde{q}(\vec{r},t)^2\,\Re\left\{\underline{Z}_{\mathrm{r}}\right\}\ \text{und}\ P_{\mathrm{r}} = \tilde{q}(\vec{r},t)^2\,\Im\left\{\underline{Z}_{\mathrm{r}}\right\}. \qquad (2.17)$$

$\Re\left\{\underline{Z}_{\mathrm{r}}\right\}$ wird als Strahlungsresistanz oder Wirkwiderstand und $\Im\left\{\underline{Z}_{\mathrm{r}}\right\}$ als Strahlungsreaktanz oder Blindwiderstand bezeichnet, siehe [DEGA 06] und [Kuttruff 04]. Je größer der Wirkwiderstand einer Quelle ist, desto mehr Schallenergie kann bei gleicher Volumenschnelle an das umgebende Fluid übertragen werden.

Der entstehende Schalldruck wird durch das menschliche Gehör wahrgenommen. Es ist in der Lage, in einem Bereich von $2\cdot10^{-5}$ bis $2\cdot10^{2}$ Pascal zu hören. Deswegen kann es zweckmäßig sein, eine logarithmische Darstellung für den Schalldruck zu wählen. Der Schalldruckpegel wird wie folgt berechnet [Henn 84]:

$$L_p = 20\log\left(\frac{\tilde{p}(\vec{r})}{20\cdot 10^{-6}\ \mathrm{Pa}}\right). \tag{2.18}$$

Analog dazu lassen sich die Schnelle- und Intensitätspegel aus folgenden Gleichungen bestimmen:

$$L_v = 20\log\left(\frac{\tilde{v}(\vec{r})}{5\cdot 10^{-8}\ \mathrm{ms}^{-2}}\right), \tag{2.19}$$

und

$$L_I = 10\log\left(\frac{\left|\vec{I}_\mathrm{a}(\vec{r})\right|}{10^{-12}\ \mathrm{Wm}^{-2}}\right). \tag{2.20}$$

2.2 Einführung in die aktive Lärmreduktion

Bei der aktiven Lärmreduktion kommen mechatronische Systeme zum Einsatz, deren Aufbau prinzipiell ähnlich ist, siehe auch Abb. 2.1. Über Sensoren werden Messgrößen erfasst, die mit einem meist digitalen Regler weiterverarbeitet werden. Die Anpassung der Regelung auf spezifische Problemstellungen erfolgt durch die Eingabe von Führungsgrößen. Am Ausgang der Signalverarbeitung stehen die Stellgrößen. Mit ihnen werden Aktuatoren angesteuert, die durch die wirkenden physikalischen Zusammenhänge die Messgrößen am Ort der Sensoren im Sinne der Regelung beeinflussen.

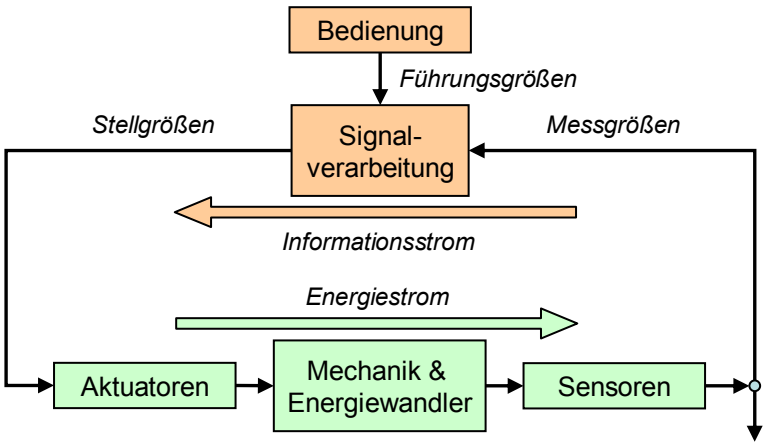


Abb. 2.1: Mechatronisches System nach [Isermann 02]

Für die Anwendung solcher Systeme existiert kein generischer Ansatz. Es wird vielmehr für jede technische Problemstellung eine zugeschnittene Lösung entwickelt. Wobei die Auswahl der Sensoren und Aktuatoren, Verfahren für deren Positionierung, die Auslegung der Bedienparameter, verwendete Regleralgorithmen und die wirkenden physikalischen Mechanismen abgestimmt werden müssen. Die Variation einer oder

mehrerer eben genannter Punkte führt zu völlig anderen Ergebnissen. Für weiterführende Erläuterungen sei an dieser Stelle auf [Hansen 01], [Nelson 92] und [Snyder 00] verwiesen.

Bei der Entwicklung aktiver Systeme lassen sich zwei Kernpunkte herausstellen, zum einen das Verständnis über die wirkenden physikalischen Mechanismen (Energiestrom) und zum anderen die Signalverarbeitung, vgl. Abb. 2.1. Die erste realisierbare Innovation gelang Paul Lueg, der sein System 1934 in den USA zum Patent anmeldete [Lueg 34]. In einem eindimensionalen Rohrschallfeld soll mit Hilfe eines Mikrofons ein Referenzsignal detektiert werden, mit dem ein Ansteuerungssignal eines Lautsprechers so berechnet wird, dass sich der Lärm (auch Primärschall) und der erzeugte Gegenlärm (auch Sekundärschall) am Ort des Aktuators durch destruktive Interferenz kompensieren, siehe Abb. 2.2.

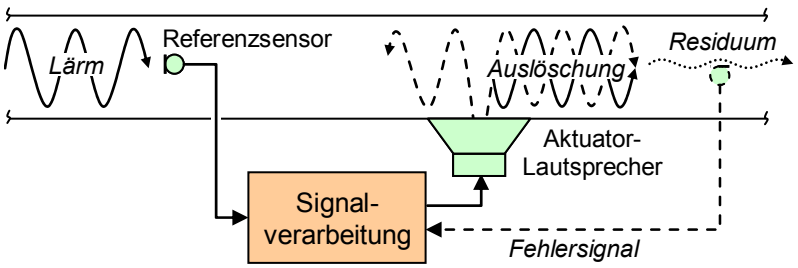


Abb. 2.2: Vorwärtsführung nach [Lueg 34]

Damit hat Lueg die fundamentale Regelstrategie der Vorwärtsführung (engl.: feed forward) beschrieben. Diese findet in der Auslegung adaptiver Regler häufig Anwendung. Allerdings werden die Referenzsensoren generell so ausgelegt, dass sie rückwirkungsfrei von den Aktuatoren sind. Dies ist bei [Lueg 34] nicht der Fall. Unter anderem kommen Fehlersensoren zum Einsatz, um die Güte der Regelung adaptiv zu kontrollieren (gestrichelt dargestellt in Abb. 2.2).

Einen anderen Ansatz publizierten Olson und May in einem 1953 veröffentlichten Aufsatz [Olsen 53]. Sie verwenden einen Lautsprecher, um den Schalldruck an einem Mikrofon zu minimieren. Aus dem zum gemessenen Schalldruck korrelierten Fehlersignal wird eine Stellgröße für den Lautsprecher im Sinne der Regelung berechnet. Dieses Prinzip der Rückwärtsführung (engl.: feedback) ist beispielhaft in Abb. 2.3 gezeigt. Es stellt die zweite fundamentale Regelungsstrategie dar, die in der Signalverarbeitung oft verwendet wird.

Lange Zeit war gerade die Signalverarbeitung das größte Hindernis für die Anwendung mechatronischer Systeme zur Lärmreduktion. Die analoge Technik war zu aufwändig und ungenau, um Lärmpegel deutlich zu senken [Guicking 03]. Erst mit der Weiterentwicklung der Digitaltechnik Anfang der achtziger Jahre und dem damit verbundenen Einsatz digitaler Filter wurden viele Ideen realisierbar. Die Anzahl der verfügbaren Regelalgorithmen nahm dadurch sprunghaft zu. Sie lassen sich meistens auf die beiden be-

reits vorgestellten oder auf verwandte hybride Strategien zurückführen. Eine Zusammenfassung über verfügbare Regelstrategien geben zum Beispiel [Kuo 96], [Elliott 01], [Moschytz 00] und [Hansen 97].

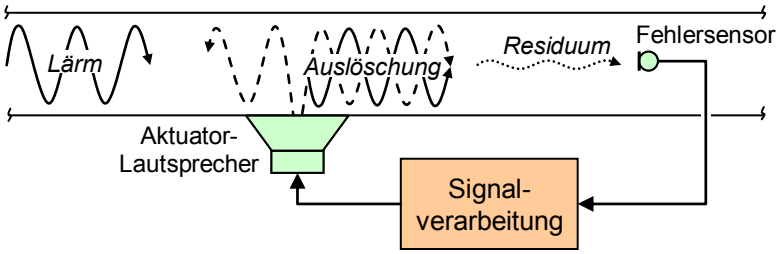


Abb. 2.3: Rückwärtsführung nach [Olsen 53]

Es stellt sich die Frage nach den wirkenden physikalischen Mechanismen. Die destruktive Interferenz kohärenter Wellen ist das wohl anschaulichste Prinzip. Betrachtet man Abb. 2.3, ist es plausibel, dass sich hinter dem Aktuator zwei gegenphasige Wellen gleicher Amplitude und gleicher Ausbreitungsrichtung gegenseitig auslöschen.

Was passiert mit der Energie, die diese Welle transportiert hat? Sie wird in diesem Fall nicht dissipiert, vielmehr wird die Welle am Ort des Aktuators reflektiert. Die Welle ändert ihre Ausbreitungsrichtung. Folglich bildet sich links vom Aktuator eine stehende Welle mit einem rücklaufenden und einem hinlaufenden Anteil. Die akustische Energie, mit und ohne Regelung, bleibt also gleich. Die Rückwirkung auf die Lärmquelle wird dabei vernachlässigt. Neben der Reflexion können noch andere physikalische Phänomene auftreten. Diese werden im Folgenden beispielhaft erklärt.

Dazu zeigt Abb. 2.4a) die zweidimensionale momentane Schalldruckverteilung einer Punktquelle. Fällt ein Stein in ruhiges Wasser ist die entstehende Wellenausbreitung mit dieser vergleichbar. Der radiale Abstand zweier Druckmaxima entspricht der Wellenlänge. In Abb. 2.4b) wird eine weitere gegenphasige Punktquelle mit dem Abstand λ hinzugefügt. An dem Interferenzmuster wird deutlich, dass eine lokale Druckreduktion, ober- und unterhalb der Punktquellen, mit einer Druckerhöhung (rote und blaue Bereiche) anderswo bezahlt wird. Beide Punktquellen strahlen gleich viel akustische Leistung ab. Damit die Energiebilanz stimmt, müssen Bereiche geringerer Energie durch Bereiche höherer Energie ausgeglichen sein. In Abb. 2.4c) beträgt der Abstand zwischen Primär- und gegenphasiger Sekundärquelle $\lambda/10$. Die Quellen beeinflussen sich, so dass die Fähigkeit der Schallabstrahlung für beide reduziert wird. Der Wirkanteil der Strahlungsimpedanzen verringert sich gleichermaßen, vgl. (2.17). Die resultierende Minimierung der Schallabstrahlung führt zu einer globalen Schalldruckreduktion, die nicht zu Lasten einer lokalen Schalldruckerhöhung geht [Nelson 86].

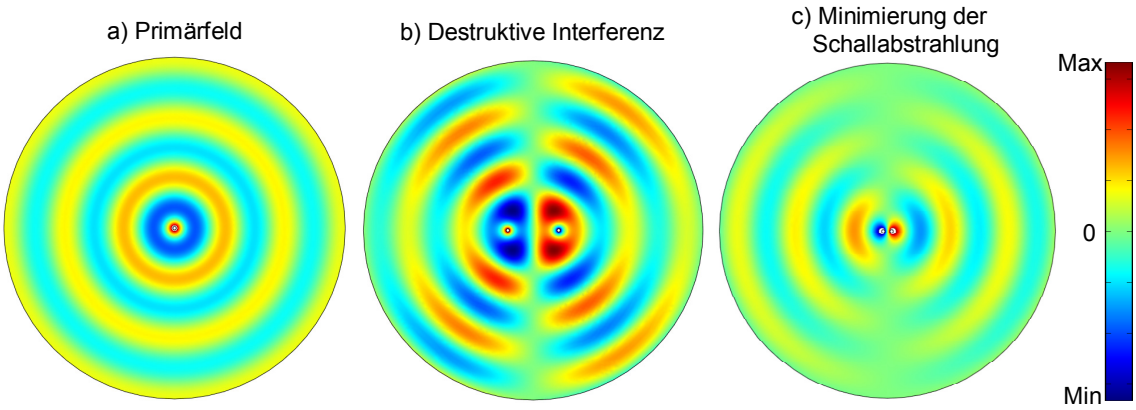


Abb. 2.4: Momentane Schalldruckverteilung gegenphasiger Punktschallquellen

Ein weiterer physikalischer Mechanismus ist die Absorption von Schallleistung. In diesem Fall agiert die Sekundärquelle als Energiesenke. Sie entzieht dem Schallfeld Energie [Nelson 86]. Diese wird durch den als Sekundärquelle verwendeten Aktuator dissipiert [Nelson 92].

In Abb. 2.5 sind noch einmal im Überblick die Möglichkeiten für die Reglerstrategien und die physikalischen Mechanismen aufgezeigt. Die Systeme zur aktiven Geräuschreduktion können danach unterschieden werden.

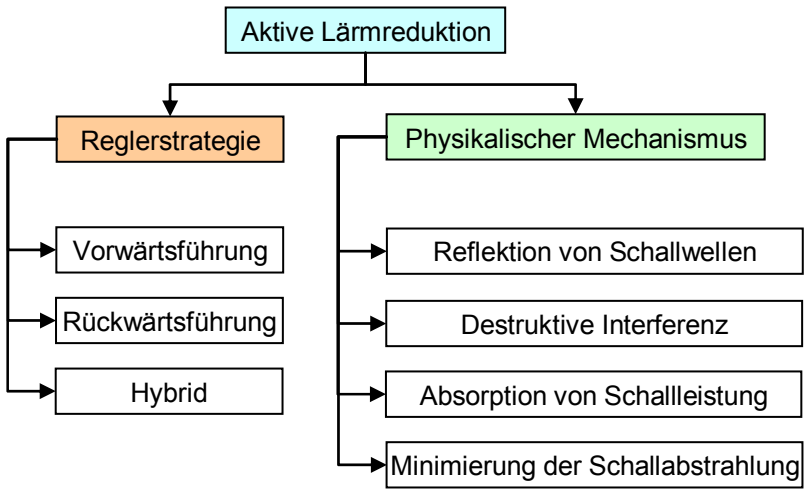


Abb. 2.5: Überblick der Reglerstrategien und physikalischen Mechanismen für die aktive Lärmreduktion

Eine weitere Möglichkeit ist die Klassifizierung nach den verwendeten Fehlersensoren und Aktuatoren. ANC-Systeme (engl. Abk.: **A**ctive **N**oise **C**ontrol) bestehen aus elektroakustischen Wandlern. Wohingegen bei ASAC-Systemen (engl. Abk.: **A**ctive **S**tructural **A**coustic **C**ontrol) Schwingerreger oder piezoelektrische Aktuatoren [Stöbener 02] in Kombination mit Mikrofonen zum Einsatz kommen. Eine andere Option zur Unterscheidung wäre die gewählte Fehlerfunktion für den Regelalgorithmus. Damit verbun-

den ist unter anderem auch die Wahl der Fehlersensoren und der angewandten Reglerstrategie. Die Minimierung einer örtlichen Schallfeldgröße in Form des Schalldruckes und die Minimierung energetischer Größen lassen sich gegeneinander abgrenzen. Für Letzteres wird zusätzlich die Schallschnelle benötigt. Im Folgenden werden für beide Varianten die Regler und exemplarische Anwendungen vorgestellt.

2.3 Schalldruckbasierte Regelung

Unabhängig davon welche physikalischen Mechanismen wirken, wird häufig die Minimierung des örtlichen Schalldruckes favorisiert. Die Messung ist technisch einfach realisierbar. Statt die Ursache (Schallquelle) direkt zu bekämpfen, wird die Wirkung in Form des Schalldruckes minimiert. In den folgenden Abschnitten werden der am häufigsten verwendete Regleralgorithmus und aktive Systeme für die lokale als auch globale Lärmreduktion vorgestellt.

2.3.1 Regelalgorithmus

Ein bei stationärem Lärm vielfach eingesetzter adaptiver digitaler Regler ist der FxLMS-Algorithmus (engl. Abk.: **F**iltered **x** **L**east **M**ean **S**quare). Er basiert auf dem Prinzip der Vorwärtsführung [Kuo 96], siehe Abb. 2.6. Seine Implementierung kann sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich erfolgen.

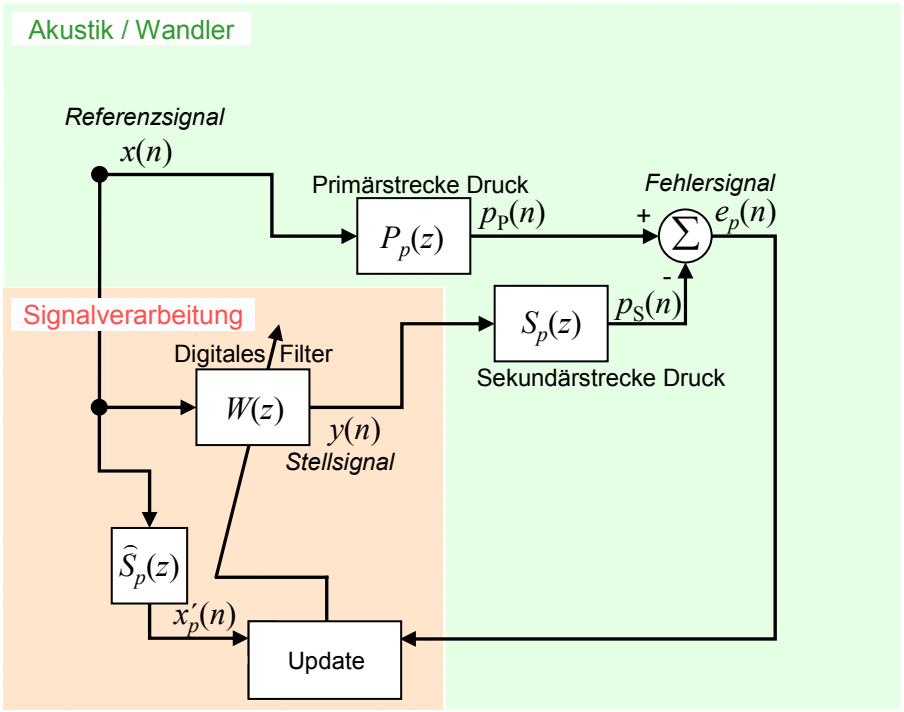


Abb. 2.6: Blockschaltbild des FxLMS-Algorithmus nach [Kuo 96]

Das zeitdiskrete Stellsignal $y(n)$ zum Zeitpunkt n ergibt sich aus dem Referenzsignal $x(n)$ und dem Filter $W(z)$. Dieses wird mit Hilfe einer Update-Gleichung so adaptiert, dass der mittlere quadratische Fehler reduziert wird. Das Signal $e_p(n)$ ist proportional zum Schalldruck am Fehlermikrofon. Er entsteht aus der Superposition des Primärdruckes $p_{\mathrm{P}}(n)$ mit dem Sekundärdruck $p_{\mathrm{S}}(n)$. Die Konvergenzgeschwindigkeit des Algorithmus ist gering, verglichen mit der zeitlichen Änderung des auszulöschenden Schalldruckes. Der FxLMS wirkt deshalb wie ein Tiefpassfilter für das Fehlersignal. Deswegen kann der instantane quadratische Fehler als Schätzer für den mittleren quadratischen Fehler verwendet werden [Kuo 96]:

$$J(n) = e_p^2(n). \tag{2.21}$$

Die Kostenfunktion $J(n)$ besitzt nur ein globales Minimum in Abhängigkeit von $W(z)$. Die optimalen Filterkoeffizienten können mit Hilfe eines Gradientenschätzverfahrens berechnet werden. Bei den meisten Implementierungen wird für die Berechnung der Update-Gleichung das Verfahren des steilsten Abstieges verwendet. Sie hat folgende Form [Kuo 96]:

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) - \frac{\mu}{2}\nabla J(n) = \mathbf{w}(n) - \mu x_p'(n) e_p(n). \tag{2.22}$$

$\nabla J(n)$ ist der Gradient an der Fehlerfläche in Abhängigkeit von den Filterkoeffizienten **w**. Im Falle harmonischer Anregung sind mindestens zwei Filterkoeffizienten notwendig, um Amplitude und Phase des Ansteuerungssignals $y(n)$ im Sinne der Regelung einzustellen. Mit der Schrittweite μ kann das Konvergenzverhalten beeinflusst werden. $x_p'(n)$ bezeichnet das mit $\widehat{S}_p(z)$ gefaltete Referenzsignal. Zeitverzögerungen in der Sekundärstrecke beeinflussen den Regelungserfolg in negativer Weise, siehe auch Abb. 2.7. Darum wird das Referenzsignal mit einem Modell der Sekundärstrecke $\widehat{S}_p(z)$ vorentzerrt. Ist die Sekundärstrecke zeitinvariant, braucht sie nur einmal gemessen zu werden. Das Systemverhalten kann aber von variierenden Größen abhängig sein. Das Modell $\widehat{S}_p(z)$ muss dann so bestimmt werden, dass die Regelung trotz veränderter Bedingungen stabil bleibt. Dies bedeutet zusätzlichen Mess- und Optimierungsaufwand für die Schätzung der Sekundärstrecke.

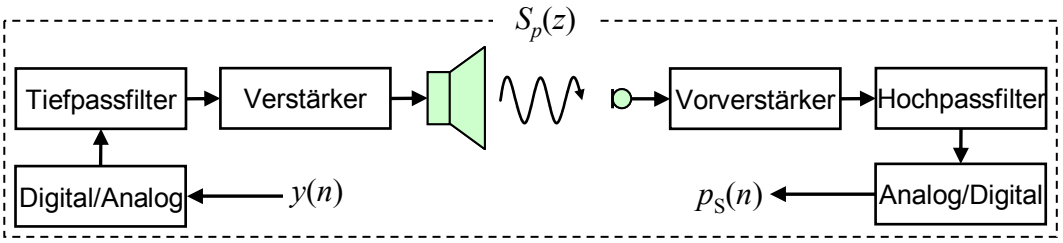


Abb. 2.7: Prinzipskizze einer Sekundärstrecke des Druckes

Für mehrkanalige Systeme (mehrere Sekundärlautsprecher und Mikrofone) bleibt der Algorithmus ähnlich. Das Update benötigt allerdings die Übertragungsstrecken zwischen jedem Lautsprecher und jedem Mikrofon. Als zu minimierende Kostenfunktion kann die Summe der Fehlerquadrate über alle Mikrofone verwendet werden.

2.3.2 Lokale Lärmreduktion

Eine technisch einfache und die kommerziell erfolgreichste Variante ist der Einsatz bei Kopfhörern. Dabei wird neben der passiven Dämpfung der Ohrmuscheln zusätzlich ein aktives System verwendet. Basierend auf der Vorwärtsführung kommen analoge als auch digitale Regler zum Einsatz. Der Lärm wird von einem Referenzmikrofon außerhalb der Ohrmuschel detektiert und dann durch die Lautsprecher im Kopfhörer reduziert [Sennheiser 07].

Eine andere Problemstellung für den Einsatz aktiver Lärmreduktionssysteme ist eine angestrebte lokale Zone der Ruhe. Dies wird durch destruktive Interferenz erreicht. Die Mikrofone sind so verteilt, dass sie im Zielgebiet der erwünschten Lärmreduktion liegen. Ein Beispiel dafür ist der „Silent Seat“ [Hinchliffe 04], vgl. Abb. 2.8a). Die Lautsprecher als auch Fehlermikrofone des Gegenschallsystems werden in die Kopfstütze eines Passagiersitzes integriert.

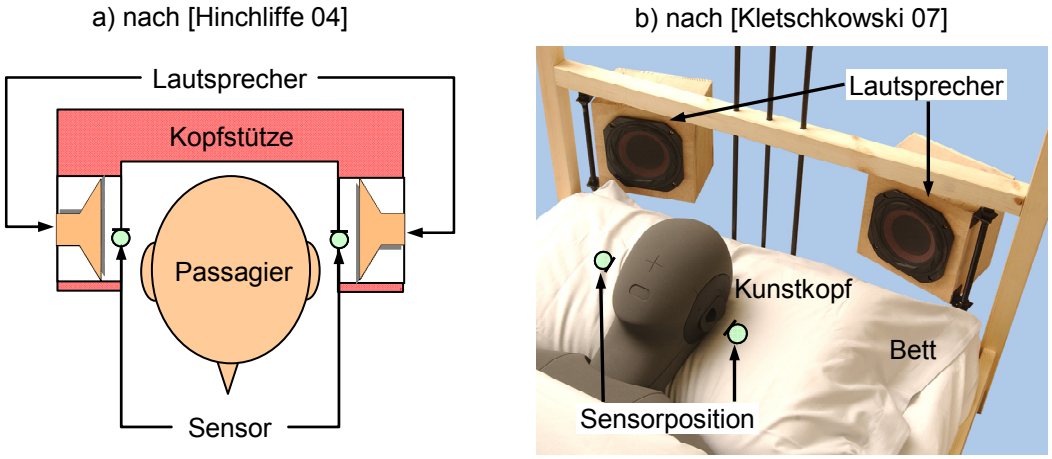


Abb. 2.8: Anordnung der Aktuatoren und Sensoren lokaler ANC-Systeme

Für den Lärm in einem Propellerflugzeug vom Typ Q400 sind Schallpegelreduktionen bis zu 10 dB mit einem Feedback-Regler möglich. Das Problem bei dieser Anwendung ist die Rückwirkung auf andere Passagiere, bei denen sich die Lärmpegel ohne Gegenmaßnahmen erhöhen können.

In [Kletschkowski 07] und [Sachau 08] wird ein System zur Lärmreduktion am Kopf einer schlafenden Person vorgestellt, siehe auch Abb. 2.8b). Die Lautsprecher werden am Kopfende des Bettes und die Fehlermikrofone in der Matratze installiert. Als Referenzsensor dient ein Mikrofon außerhalb des Schlafraumes. Mit einer Variante des FxLMS-Reglers können im Frequenzbereich unter 300 Hz, bei harmonischem Lärm,

Reduktionen bis zu 20 dB an den Ohren erzielt werden. Es wird ebenfalls eine Methode der „virtuellen Mikrofone“ vorgestellt. Diese Reglerstrategie verschiebt die Zone der Lärmreduktion von den Mikrofonen in der Matratze näher zum Kopf, obwohl dort keine realen Mikrofone vorhanden sind.

Eine weitere in [Andrén 04] veröffentlichte Studie beschreibt ein lokales ANC-System, bestehend aus zwei Lautsprechern und vier Mikrofonen. Es wird für die Lärmreduktion in Kopfnähe eines Gabelstaplerfahrers verwendet. Das Referenzsignal für den FxLMS-Algorithmus wird aus der Motordrehzahl des Fahrzeuges synthetisiert. Für drei untersuchte Frequenzen werden Lärmreduktionen um 10 dB erzielt.

Die Problemstellung wird schwieriger, wenn mehrere Personen von Lärm betroffen sind. Ein technischer Bereich, für den dies zutrifft und wo seit einiger Zeit in die Entwicklung aktiver Gegenschallsysteme investiert wird, ist der kommerzielle Fahrzeugbau. Beispielhaft sei hier verwiesen auf [Sano 02], [Gonzales 03] und [Park 04].

Um Rückwirkungen der lokalen Lärmreduktion auf andere Fahrzeuginsassen zu vermeiden, werden in der Regel in allen Kopfstützen Mikrofone installiert. Der FxLMS-Algorithmus bildet häufig die Grundlage für die Reglerimplementierung. Das dazu benötigte Referenzsignal kann beispielsweise aus den Signalen von Beschleunigungsaufnehmern an Reifen, Stoßdämpfern und der Fahrgastzelle oder durch Drehzahlaufnehmer gewonnen werden. Die Stereolautsprecher der HiFi-Anlage finden oftmals als Mehrzweckaktuatoren für das aktive Gegenschallsystem Verwendung. Obwohl seit den frühen neunziger Jahren japanische Autohersteller ANC-Applikationen für die Serienproduktion entwickeln, konnten sich diese Systeme gegenüber passiven Maßnahmen oder als Zusatzausstattung nicht durchsetzen. Eine Erklärung liefern die erzielten Schalldruckreduktionen (<10 dB). Diese sind zwar wahrnehmbar, liegen aber unterhalb einer spürbaren Verbesserung. Die Sekundärstreckenmodelle für die FxLMS-Regler müssen zusammen mit den Reglerparametern so abgestimmt sein, dass für eine hohe Anzahl von Insassenkonfigurationen als auch Umweltbedingungen der Algorithmus ein stabiles Verhalten zeigt [Schirmacher 07]. Dafür werden im Gegensatz zu Experimentalsystemen Einbußen in der erzielten Schalldruckreduktion hingenommen.

Ungeachtet dieser Entwicklung unternimmt der Flugzeugbau immer wieder Anstrengungen für die Einführung von Systemen zur Lärmreduktion. Die Arbeitsschutzbestimmungen und das Komfortempfinden der Passagiere zum einen als auch die Notwendigkeit der Gewichtsminimierung und das beschränkte Einbauvolumen zum anderen forcieren die Forschung und Entwicklung aktiver Systeme in diesem Technologiesektor. Gerade bei Propellerflugzeugen bietet sich, aufgrund des tonalen Charakters des Primärschallfeldes (Blattfolgefrequenz und Vielfache) und der Verfügbarkeit damit korrelierter Referenzsignale, der Einsatz adaptiver Systeme mit Vorwärtsführung an.

Eine Anwendung für lokale Lärmreduktion wird in [Gerner 05] vorgestellt, siehe auch Abb. 2.9. Der Lademeister des militärischen Transportflugzeuges A400M ist an seinem Arbeitsplatz hohen Schallpegeln ausgesetzt. Das System, bestehend aus vier Lautsprechern und zwei Kopfstützenmikrofonen, ist in der Lage, die Lärmpegel bis zu 15 dB zu

senken. Aufgrund der Vielzahl möglicher räumlicher Anordnungen der Systemkomponenten mit unterschiedlicher Wirkung auf den Kopfbereich des Lademeisters kommt ein genetischer Rechenalgorithmus zur Positionsoptimierung zum Einsatz, vgl. [Böhme 05] und [Böhme 06].

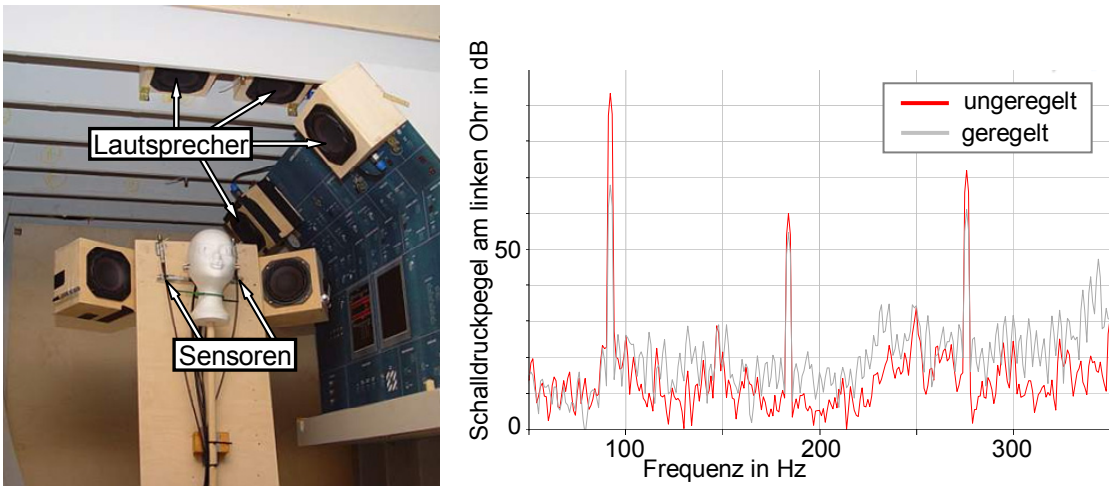


Abb. 2.9: Mock-up und Regelergebnisse für lokale ANC nach [Gerner 05]

Eine in [Gorman 04] vorgestellte Entwicklung beschreibt ein ANC-System für das Cockpit des Militärflugzeuges C130-Hercules. Dadurch soll die medizinisch zulässige Einsatzzeit der Besatzung erhöht werden. Ausgehend von 71 Lautsprecher- und 32 Mikrofonpositionen wird nach umfangreichen Messkampagnen und Optimierungen ein Satz von 28 Aktuatoren und 41 Fehlersensoren ausgewählt. Die erzielten Lärmreduktionen liegen zwischen 2 und 9 dB.

2.3.3 Globale Lärmreduktion

Im Fokus der zivilen Luftfahrt steht die globale Lärmreduktion im Flugzeuginnenraum. Der Einsatz leistungsfähiger und effektiver Propellertriebwerke soll in Zeiten steigender Rohstoffpreise mit dem Komfortbedarf der Passagiere kombiniert werden. Die Minimierung der in den Innenraum abgestrahlten Schallleistung bewirkt globale Lärmreduktion. Zum einen kann dies erreicht werden, in dem man die Aktuatoren in der Nähe der Primärquellen oder Haupttransmissionspfade platziert. Zum anderen können Lautsprecher so verteilt sein, dass sie in alle von den Primärquellen angeregten Innenraummoden einkoppeln können [Bullmore 87]. Dadurch sind sie in der Lage, über die akustischen Moden auf die Lärmquellen zu wirken und so deren Wirkwiderstand zu reduzieren. Die Verteilung der Fehlersensoren muss dabei eine Beobachtung der angeregten Moden ermöglichen. Damit die Anzahl und die Positionen der Aktuatoren und Sensoren ökonomisch beziehungsweise wirkungsvoll sind, werden je nach Größe des zu kontrollierenden Volumens mathematische Optimierungsstrategien zum Einsatz gebracht [Böhme 05]. Diese wiederum benötigen Informationen über die physikalischen Wechselbezie-

hungen zwischen Aktuatoren und Sensoren sowie das Primärschallfeld. Sie werden durch umfangreiche Messkampagnen oder FE-Simulationen (**F**inite-**E**lemente) gewonnen.

Ende der achtziger Jahre wurden auf europäischer Ebene einige öffentlich geförderte Forschungsprojekte in Zusammenarbeit mit der Luftfahrtindustrie gestartet, deren Ergebnisse bis in die heutige Zeit das technisch Machbare zeigen. Sie mündeten in eine Vielzahl von wissenschaftlichen Publikationen, zum Beispiel [Elliott 90], [Borchers 92], [Borchers 94] und [Johannson 00].

In [Elliott 90] sind in einem Propellerflugzeug mit 32 Sitzen ebenso viele Mikrofone in Kopfhöhe verteilt. 16 Lautsprecher werden seitlich unterhalb der Sitze, in Höhe der Staufächer oder ringförmig im Bereich der Propellerebene angeordnet, vergleiche auch Abb. 2.10. Insgesamt 26 unterschiedliche Konfigurationen werden getestet. Eine Lärmreduktion über 7 dB für die gleichzeitige Kontrolle der Blattfolgefrequenz (88 Hz) und der nächsten zwei Oberschwingungen kann in Bodentestläufen gemessen werden. Es wird gezeigt, dass die ringförmig angeordneten Aktuatoren besonders gut den Lärm der Höherharmonischen verringern. Die hauptsächlich abstrahlenden Primärquellen befinden sich in der Propellerebene. Durch die räumliche Nähe können die Lautsprecher besonders gut auf die Lärmquellen wirken, wodurch sich die in den Innenraum eingebrachte Leistung minimiert, siehe auch Abb. 2.4.

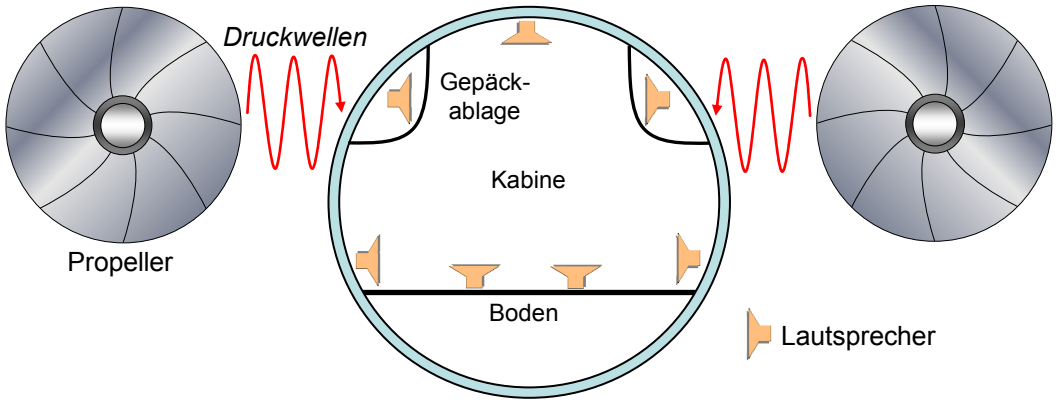


Abb. 2.10: Ringförmige Lautsprecheranordnung in einem Propellerflugzeug nach [Elliott 90]

Die in [Borchers 92] und [Borchers 94] veröffentlichten Ergebnisse spiegeln die Arbeit von 22 Institutionen in 11 europäischen Ländern an dem ASANCA-Projekt (engl. Abk.: **A**dvanced **S**tudy for **A**ctive **N**oise **C**ontrol in **A**ircraft) wider. Mit 4 unterschiedlichen Flugzeugtypen werden Messkampagnen und Computersimulationen für die Anordnung der Systemkomponenten durchgeführt. Des Weiteren wird die Entwicklung mehrkanaliger Regler auf Basis des FxLMS-Algorithmus vorgestellt. Die Lautsprecher sind in der ganzen Kabine unterhalb, seitlich und oberhalb der Sitze angeordnet. Die Sensoren werden wie in [Elliott 90] im Bereich der Kopfstützen installiert. Generell kann die

Wirksamkeit der Methode gezeigt werden. Es sind durchschnittliche Lärmreduktionen bis zu 15 dB möglich.

In [Jackson 96] wird das Design eines kommerziellen ANC-Systems der Firma Ultra Electronics Ltd. beschrieben. Dieses Unternehmen ist bis heute der führende Hersteller für den Luftfahrtbereich. Im Gegensatz zu den vorherigen Veröffentlichungen werden hier die Fehlermikrofone in die Kabinenverkleidung integriert. Monitormikrofone an relevanten Positionen messen den Druck, um sicherzustellen, dass die Lärmreduktion an den Fehlermikrofonen auch zu einer Reduktion in der Kabine führt. Diese zusätzlichen Sensoren können nach der Auslegung des Systems entfernt werden. In späteren Anwendungen (ASAC) kommen anstatt Lautsprecher auch aktive Schwingungsdämpfer, so genannte ATVAs (engl. Abk.: **A**ctive **T**uned **V**ibration **A**ttenuators), zum Einsatz [Hinchliffe 02]. Die ATVAs sind schwach gedämpfte Einmassenschwinger, die passiv als Tilger und auch aktiv als Aktuator wirken können. Sie werden direkt an der Rumpfstruktur befestigt und greifen somit in die Strukturschwingungen ein. Aufgrund ihrer kleineren Größe ist die Anzahl der möglichen Einbauorte wesentlich höher als bei Lautsprechern. Allerdings müssen bei den Anschlusspunkten der Rumpfkonstruktion, die von den ATVAs eingeleiteten Kräfte berücksichtigt werden.

In [Breitbach 06] wird der angestrebte Einsatz eines solchen Systems im zukünftigen Militärtransporter A400M dargestellt. Der zylinderförmige Teil des Laderaumes hat eine Länge von ca. 18 m und eine Höhe von ca. 4 m, vgl. [Airbus 09]. Dementsprechend groß sind die Anzahl der angeregten Innenraummoden und der damit einhergehende Hardware-Einsatz für eine globale Lärmreduktion. In [Gündel 08] beschriebene Ergebnisse der Positionsoptimierung gehen von einer Allokation von 500 Mikrofonen an der Rumpfinnenseite aus. Die Daten für die Optimierung werden aus FE-Simulationen gewonnen. Des Weiteren zeigt sich, dass die Konzentration der Aktuatoren in der Propellerebene für die Lärmbekämpfung der Vielfachen der Blattfolgefrequenz eine hohe Wirksamkeit hat, vgl. [Elliott 90].

Wie bei der Implementierung von ANC-Systemen in Fahrzeugen gilt auch hier, dass die in Berechnungen und Testläufen erzielten Ergebnisse nicht die Realität widerspiegeln. Die Berücksichtigung sich verändernder Sekundärstrecken und stabiler Reglereigenschaften führt zu einer Senkung der möglichen Lärmreduktionen im kommerziellen Einsatz. Deswegen resultiert oft aus der Abwägung von Aufwand und Nutzen eine Ablehnung der aktiven Gegenschallsysteme.

2.4 Energiebasierte Regelung

Die Minimierung des Schalldruckquadrates an einem Mikrofon, vgl. (2.21), ist im Prinzip gleichbedeutend mit der Minimierung der potentiellen Energie an einem Ort, siehe (2.9). Verteilt man die Drucksensoren flächendeckend im ganzen Raum, wird die gesamte dort vorhandene potentielle Energie beobachtbar [Hansen 01]. Werden zusätzliche Schallschnellesensoren verwendet, ist es darüber hinaus möglich, andere Energie-

größen wie die kinetische Energie, Schallintensität oder Schallleistung zu erfassen und damit zu regeln, siehe auch (2.9) und (2.11). In den folgenden Abschnitten werden, wie zuvor bei der schalldruckbasierten Methode, die allgemein verwendete Regelstrategie als auch bisher erzielte Fortschritte in der Entwicklung solcher Systeme für die lokale und globale Anwendung erläutert.

2.4.1 Regelalgorithmus

Der am häufigsten im Zusammenhang mit energiebasierter Regelung auftretende Algorithmus ist eine Erweiterung des FxLMS. Der dafür benötigte Schnellesensor lässt sich beispielsweise durch zwei phasenabgeglichene Mikrofone technisch umsetzen. Aus der zeitlichen Integration des räumlichen Druckgradienten kann man so die Schnellekomponente in Verbindungslinie der beiden Mikrofone berechnen [Fahy 89], vgl. auch (2.1). Das bedeutet für die Detektion der benötigten Schnelle einen erhöhten Aufwand an Sensoren. J. Hald beschreibt in [Hald 91] den erweiterten FxLMS für die Minimierung der Intensität vor einem Lautsprecher siehe Abb. 2.11.

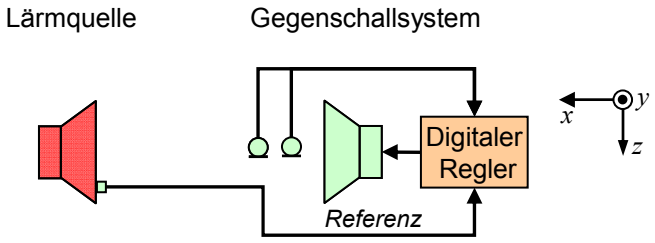


Abb. 2.11: Aufbau für die intensitätsbasierte Regelung nach [Hald 91]

Am Veröffentlichungsdatum lässt sich erkennen, dass dieser Ansatz im Vergleich zur schalldruckbasierten Regelung relativ jung ist. Hald verwendet die Zweimikrofonmethode für die Sensierung der Schnellekomponente in axialer Richtung vor der Sekundärquelle. Ausgehend von dem in Abb. 2.11 gezeigten Koordinatensystem bedeutet eine Minimierung der aktiven Intensitätskomponente in x-Richtung, dass die Sekundärquelle Schallenergie absorbiert. Folglich ist die x-Koordinate der Intensität negativ. Hald verwendet folgende Fehlerfunktion:

$$J(n) = \overline{e_p(n)\, e_v(n)}. \tag{2.23}$$

Es wird nicht das Fehlerquadrat minimiert sondern das zeitliche Mittel $J(n)$ aus dem Produkt von Schallschnelle $e_v(n)$ und dem Schalldruck $e_p(n)$ an den Fehlersensoren.

Der dazugehörige Algorithmus kann deshalb als FxLMP (engl. Abk.: **F**iltered **x** **L**east **M**ean **P**roduct) bezeichnet werden. In Abb. 2.12 ist die Struktur des Algorithmus dargestellt.

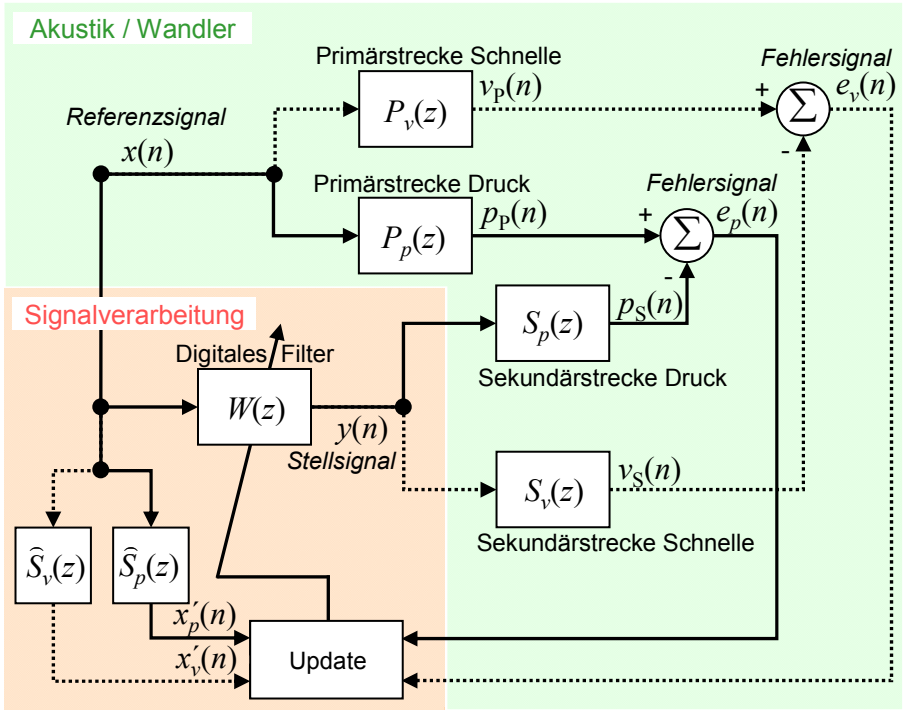


Abb. 2.12: Diagramm des FxLMP-Algorithmus nach [Hald 91]

Neben der Sensorik steigt auch die Komplexität des Reglers. Zu dem Modell $\hat{S}_p(z)$ des Druckes wird ein Modell der Sekundärstrecke $\hat{S}_v(z)$ für die Schnelle benötigt, um Phasenverschiebungen auszugleichen. Abb. 2.13 zeigt die in $S_v(z)$ enthaltenen Komponenten für die Zweimikrofonmethode.

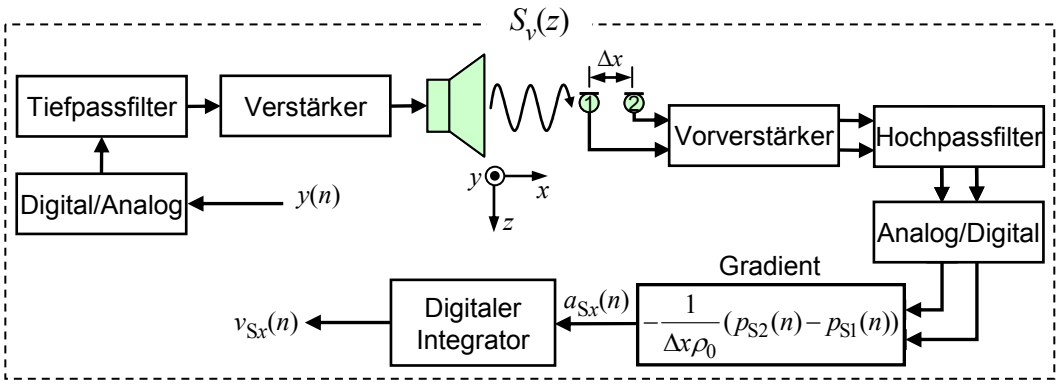


Abb. 2.13: Prinzipskizze einer Sekundärstrecke der Schallschnelle

Die Fehlerfunktion $J(n)$ ist abhängig vom Quadrat der Filterkoeffizienten in $W(z)$. Deswegen eignet sich für die Berechnung des Updates ebenfalls ein Gradientenschätzverfahren. In späteren Arbeiten zu diesem Thema, z.B. [Kang 97], wird auf die zeitliche Mittelung der Intensität verzichtet und stattdessen die instantane Intensität verwendet. Da die Konvergenzgeschwindigkeit des FxLMP verglichen mit der zeitlichen Änderung

des Fehlers klein ist, wird als Folge die mittlere Intensität und damit die aktive Intensität geregelt, siehe (2.11). Die Update-Gleichung hat dann folgende Form:

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) - \frac{\mu}{2}\nabla J(n) = \mathbf{w}(n) - \mu[x_p'(n)e_v(n) + x_v'(n)e_p(n)]. \quad (2.24)$$

Zusätzlich zum bereits vorgestellten Update des FxLMS wird das mit $\widehat{S}_v(z)$ vorentzerrte Referenzsignal $x_v'(n)$ und die Schnelle $e_v(n)$ benötigt. Die ausführliche Herleitung ist in [Hald 91] für einkanalige und in [Böhme 08a] für mehrkanalige Systeme beschrieben.

Die Regelung der Energiedichte als weiterer Zweig der energiebasierten Regelung verwendet den gleichen Algorithmus, siehe auch Abb. 2.12. Der wesentliche Unterschied liegt in der gewählten Kostenfunktion [Sommerfeldt 94], vgl. auch (2.9):

$$J(n) = \frac{1}{2\rho_0 c^2} e_p^2(n) + \frac{\rho_0}{2} e_v^2(n). \quad (2.25)$$

Damit verändert sich auch die Update-Gleichung zu [Hansen 01]:

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) - \frac{\mu}{2}\nabla J(n) = \mathbf{w}(n) - \mu[\frac{1}{\rho_0 c^2} x_p'(n)e_p(n) + \rho_0 x_v'(n)e_v(n)]. \quad (2.26)$$

Die Minimierung der Energiedichte ist proportional zu der Minimierung der mittleren quadratischen Fehler von Schallschnelle und Schalldruck. Deswegen kann der Regler für die Energiedichte wieder als FxLMS bezeichnet werden. Setzt man die kinetische Energie zu null, ergibt sich die gleiche Update-Prozedur wie bei der schalldruckbasierten Regelung.

2.4.2 Lokale Lärmreduktion

Aufgrund der komplexen Reglerstruktur und des erhöhten technischen Aufwandes für die energiebasierte Regelung beschränken sich viele experimentelle Untersuchungen auf den eindimensionalen Rohrschall. Für diesen Fall lässt sich durch die verfügbare analytische Lösung, siehe [Nelson 92], das erwartete Systemverhalten vorhersagen und mit den experimentellen Ergebnissen vergleichen. Dadurch können Fehler im Regler oder im Messaufbau einfacher identifiziert werden. Leider sind viele Untersuchungen nicht über dieses Stadium hinaus gekommen. Reale Anwendungen sind im Vergleich zur schalldruckbasierten Regelung eher selten. Beispiele für 1D-Probleme finden sich in [Sommerfeldt 94], [Park 97], [Kang 97], [Swanson 99] und [Donadon 03].

Anwendungsorientierte Untersuchungen handeln von energiebasierten Regelungskonzepten zur Beruhigung von Innenräumen verschiedener Nutzfahrzeuge. Die australische Forschergruppe um Hansen veröffentlicht in [Hansen 03] ihre Ergebnisse für die Regelung der Energiedichte mit dem FxLMS-Algorithmus in der Kopfnähe des Fahrers eines Bergbaufahrzeuges. Eine ähnliche Problemstellung untersucht eine Gruppe um Sommerfeldt in [Faber 04] an einem landwirtschaftlichen Nutzfahrzeug. Während Hansen

von lokaler Kontrolle schreibt, wird in [Faber 04] der Begriff globale Kontrolle verwendet. Trotzdem zählt diese Literaturstelle zur Kategorie der lokalen Lärmreduktion. In einer späteren Veröffentlichung der gleichen Arbeitsgruppe wird von einer *fast* globalen Reduktion gesprochen [Sommerfeldt 06]. Beide Gruppen verwenden für ihre Systeme eigens konstruierte Energiedichtesensoren, um die Schnellekomponenten in allen drei Raumrichtungen und den Schalldruck zu erfassen, siehe auch Abb. 2.14. Durch den Einsatz dieser Sensoren erhoffen sie sich unter anderem eine Verbesserung der Beobachtbarkeit im Vergleich zu einer Druckmessung, da mehrere Schallfeldgrößen an einem Ort detektiert werden.

In [Faber 04] sind insgesamt drei Sekundärquellen in einer nachgebauten Fahrzeugkabine oberhalb des Kopfes und im Fußraum verteilt. Der Energiedichtesensor befindet sich an der Kopfposition des Fahrers. Mit der Primärquelle, die ebenfalls in der Kabine unter dem Sitz angeordnet ist, werden in einem realen Fahrzeug aufgenommene Geräusche eingespielt, siehe auch Abb. 2.15. Das System wird später auf ein reales Fahrzeug übertragen [Sommerfeldt 06].

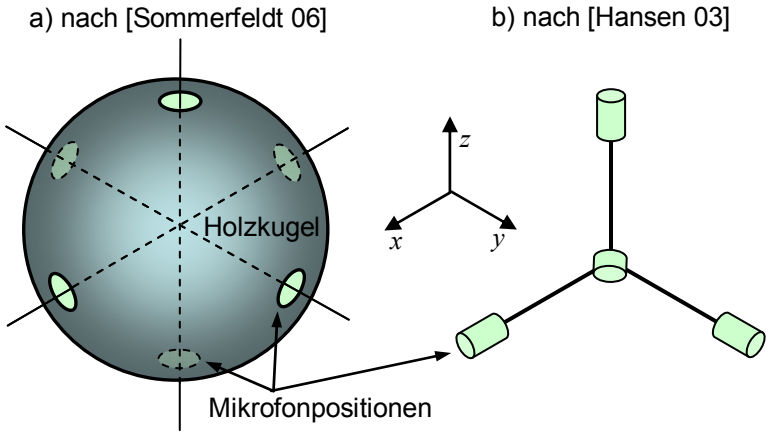


Abb. 2.14: Energiedichtesensoren nach [Sommerfeldt 06] und [Hansen 03]

Der in [Hansen 03] beschriebene Aufbau ist ähnlich. Die Anzahl und Position der verwendeten Sekundärquellen wird leicht verändert. Die erzielten Druckreduktionen liegen aber in gleichen Größenordnungen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Zone der Ruhe unter Verwendung der Energiedichte als Fehlerfunktion größer ist als bei einer einfachen Druckregelung. Es werden an den Ohren des Fahrers Lärmreduktionen zwischen 6 und 20 dB erzielt. Aufgrund der aufwändigen Sensoren und der damit verbundenen Signalverarbeitung beschränkt sich die Anwendung der Energiedichtereduktion auf lokale Systeme.

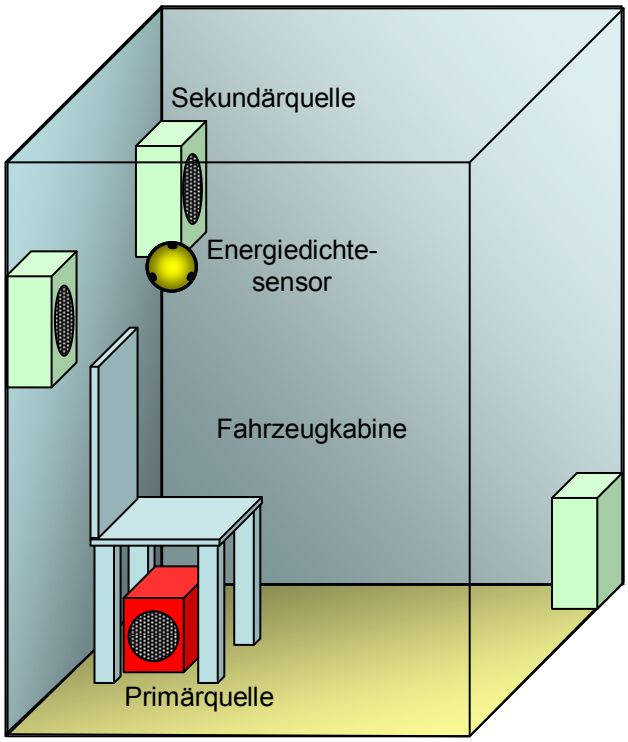


Abb. 2.15: Versuchsanordnung für die energiebasierte Regelung nach [Faber 04]

2.4.3 Globale Lärmreduktion

Zu einer globalen Lärmreduktion kann nach energetischen Gesichtspunkten die Absorption von Schallleistung oder die Minimierung der gesamten abgestrahlten Leistung führen. Die theoretischen Untersuchungen in [Elliott 91] für ein mit Lautsprechern beidseitig geschlossenes Rohr zeigen, dass die maximale Absorption nur im Resonanzfall zu einer Lärmreduktion von cirka 6 dB führt. Für Frequenzen außerhalb der Resonanzen werden die Lärmpegel signifikant angehoben. Die Sekundärquelle absorbiert in diesem Fall zwar maximal, gleichzeitig beeinflusst sie aber die Wirkimpedanz der Primärquelle. Diese strahlt im geregelten Zustand mehr Energie ab, als durch die Sekundärquelle aufgenommen wird. Eine Applikation auf ein mehrdimensionales Schallfeld, außer in [Hald 91], ist dem Autor nicht bekannt.

Eine weitere Möglichkeit ist die Absorption einer einfallenden Schallwelle durch Lautsprecher. Dadurch wird die Reflexion der Welle auf der Lautsprecheroberfläche verhindert. Die Ergebnisse für ein beidseitig geschlossenes Rohr und eine aus neun Lautsprechern bestehenden Wand sind von einer Arbeitsgruppe um Guicking in [Guicking 84] bzw. [Guicking 85] veröffentlicht worden. Die Forschung umfasst theoretische als auch experimentelle Untersuchungen. Im Fokus steht die aktive Beeinflussung der Nachhallzeiten und damit der akustischen Eigenschaften von Räumen. Die Nachhallzeit ist umgekehrt proportional zu der im Raum vorhandenen Dämpfung. In einem durch Lautsprecher beidseitig abgeschlossenen Rohr wird die Primärschallwelle durch ein vor der Sekundärquelle angeordnetes Mikrofonpaar in den hinlaufenden und rücklaufenden An-

teil zerlegt. Die Ansteuerung des Sekundärlautsprechers wird daraufhin so berechnet, dass der rücklaufende Anteil ausgelöscht wird. Dieses Prinzip kommt auch bei der Lautsprecherwand im Freifeld zum Einsatz.

Mathematische Analysen in [Bullmore 87] und [Elliott 91] offenbaren, dass die Minimierung der abgestrahlten akustischen Leistung zur gleichen Lösung führt wie die Minimierung der in einem Raum vorhandenen potentiellen Energie und damit des Schalldruckes. Dazu muss allerdings im einkanaligen Fall die Sekundärquelle genau gegenphasig oder gleichphasig zur **P**rimär**q**uelle (PQ) schwingen. Die optimal eingestellte **S**ekundär**q**uelle (SQ) strahlt keine Wirkleistung ab. In mehreren Veröffentlichungen werden diese Beobachtungen benutzt, um eine globale aktive Lärmreduktion durch Minimierung der gesamten abgestrahlten Leistung zu erzielen.

[Tohyama 91] beschreibt numerische und experimentelle Untersuchungen auf Basis der theoretischen Abhandlungen in [Bullmore 87]. In einem 11·8,8·6,6 m^3 großen Hallraum werden zwei baugleiche Lautsprecher als Sekundär- und Primärquelle verteilt. Ein Sinusgenerator steuert sie an. Dessen Signal wird über einen zweikanaligen Verstärker geschleift. Als Fehlersensoren dienen sechs zufällig verteilte Mikrofone zusammen mit einem Eckmikrofon vgl. Abb. 2.16. Es dient zur Beobachtung der angeregten Raummoden. Diese haben in den Ecken eines schwach gedämpften Raumes ihre Druckmaxima.

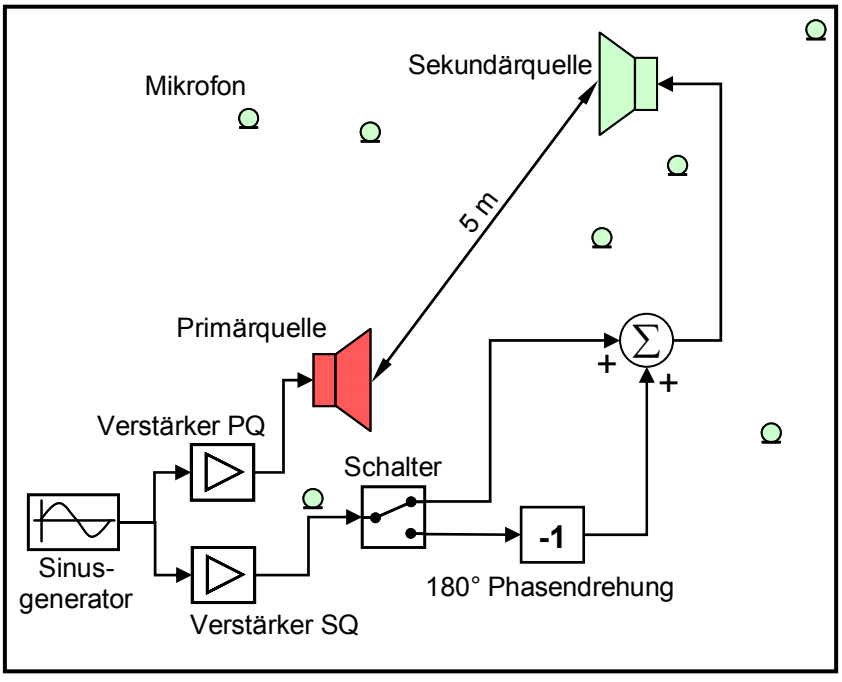


Abb. 2.16: Experimenteller Aufbau nach [Tohyama 91]

Mit Hilfe eingemessener Sekundärstrecken werden die Amplitude und Phase des Sekundärlautsprechers so eingestellt, dass die Schalldruckpegel an allen Mikrofonen sinken. Jetzt drängt sich der Verdacht auf, dass sich die präsentierte Methode nicht von ei-

ner schalldruckbasierten Regelung unterscheidet. Der Lösungsraum für die Phase wird so beschränkt, dass der Sekundärlautsprecher nur gleich- oder gegenphasig zur Primärquelle schwingen kann, siehe Abb. 2.16. Deshalb können für dieses Experiment nur baugleiche Lautsprecher verwendet werden, um Phasenunterschiede zwischen den Quellen zu vermeiden. Prinzipiell wird gezeigt, dass die theoretischen Erkenntnisse in [Bullmore 87] einer experimentellen Untersuchung standhalten. Es können jedoch keine Lösungsansätze für die Reglergestaltung oder eine technische Umsetzung für unterschiedliche Schallquellen abgeleitet werden.

Ein ähnlicher Ansatz für die Minimierung der abgestrahlten Leistung findet sich in [Kang 95]. Auch hier werden zwei baugleiche Lautsprecher als Schallquellen verwendet. Diese sind in unterschiedlichen Ecken einer 0,9·1,9·1,8 m^3 großen Fahrerkabine installiert. Dadurch wird sichergestellt, dass Anzahl und Art der angeregten Moden beider Quellen gleich sind. Anstelle von Mikrofonen kommt eine Intensitätssonde vor dem Sekundärlautsprecher zum Einsatz, siehe auch Abb. 2.17. Der Verstärker der Sekundärquelle kann per Hand so eingestellt werden, dass der Betrag der gemessenen aktiven Intensität null ist. Anschließend wird in drei horizontalen Ebenen der Druck kartiert, um die Wirkung auf das Schallfeld zu messen. Im Frequenzbereich unter 500 Hz werden Reduktionen zwischen 10 und 20 dB erzielt.

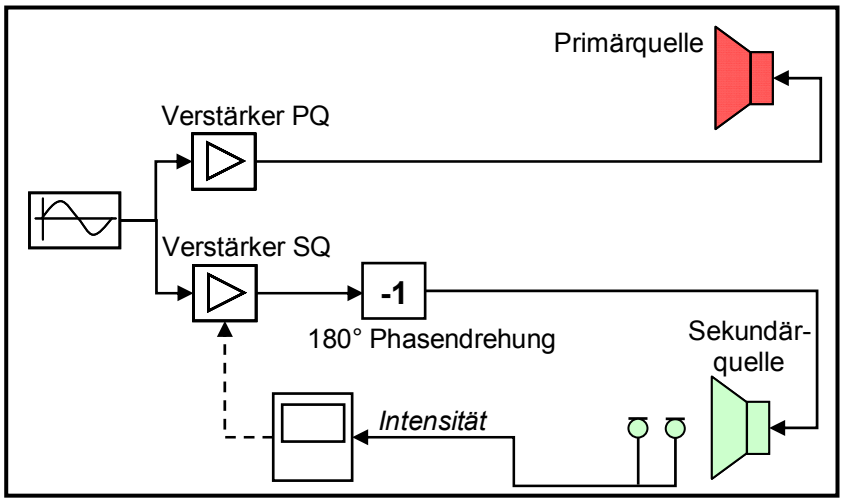


Abb. 2.17: Experimenteller Aufbau nach [Kang 95]

Bei optimaler Ansteuerung strahlt die Sekundärquelle keine Leistung ab. Durch die Messung der Intensität in der Nähe der Sekundärquelle machen sich die Forscher diese Eigenschaft zu Nutze. Allerdings darf hierbei nicht übersehen werden, dass sie lediglich die Amplitude manuell einstellen und die Phase mit dem invertierten Ansteuerungssignal vorgegeben ist. Sie stellen fest, dass die Beobachtbarkeit durch die Messung der Intensität als Maß für die abgestrahlte Leistung der Sekundärquelle verbessert wird. In der Bewertung bleibt festzuhalten, dass sie keinen Ansatz für ein realisierbares Regelungs-

konzept präsentieren. Vielmehr bietet auch diese Literaturstelle eine experimentelle Überprüfung der in [Bullmore 87] und [Elliott 91] gemachten Aussagen.

Der Vollständigkeit halber sei hier ein Patent aus dem Jahr 2001 erwähnt [Enamito 01]. Die theoretischen Vorbetrachtungen verweisen auf die Quellen [Nelson 86] und [Bullmore 87]. Das Patent beschreibt eine Anordnung, bestehend aus einem oder mehreren Lautsprechern mit jeweils einer Intensitätssonde, nach dem in [Hald 91] geschilderten Prinzip. Als Regelalgorithmus wird ebenfalls der in [Hald 91] beschriebene FxLMP verwendet. Allerdings mit dem Unterschied, dass anstelle der Intensität, deren Quadrat als Fehlerfunktion eingeführt wird:

$$J(n) = \left(\overline{e_p(n)\, e_v(n)}\right)^2 \tag{2.27}$$

Dadurch soll der Betrag der Intensität als Folge der digitalen Regelung reduziert werden. Der Anwendungsbereich ist die globale Lärmreduktion durch Minimierung der abgestrahlten Leistung vibrierender Oberflächen. Für dieses Optimierungsproblem existieren mehrere mögliche Lösungen. Der Betrag für die Intensität wird null, sobald der Schalldruck $e_p(n)$ oder die Schallschnellekomponente $e_v(n)$ ausgelöscht werden. Im Nahbereich einer Quelle existiert ein Phasenunterschied zwischen Schalldruck und Schallschnelle [Kuttruff 04]. Die Übertragungsfunktionen dieser Größen von der Quelle zum Ort der Messung müssen deshalb unterschiedlich sein. Folglich führen ungleiche Ansteuerungen zur Auslöschung des Schalldruckes bzw. der Schnelle. Des Weiteren kommen alle Lösungen in Frage, bei denen der Druck und die Schallschnelle am Ort der Sonde senkrecht im komplexen Bildbereich aufeinander stehen, vergleiche dazu (2.13). Die gewählte Kostenfunktion verfügt über kein globales Minimum und ist deshalb für die Anwendung von Gradientenverfahren ungeeignet.

Eine andere Variante wird in [Böhme 08a] und [Böhme 08b] beschrieben. In Abb. 2.18 werden die Unterschiede zwischen beiden Strategien verdeutlicht.

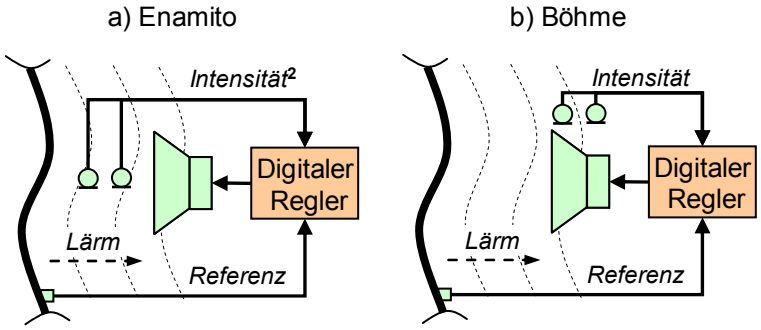


Abb. 2.18: Anordnung für die intensitätsbasierte Regelung nach [Enamito 01] und [Böhme 08a]

Der in [Böhme 08a] veröffentlichte Regler basiert ebenfalls auf dem FxLMP und wird für ein mehrkanaliges 1x2x2-System erweitert. Der Unterschied zu [Hald 91] ist die seitliche Positionierung der Intensitätssonde. Die von der Lärmquelle als auch der Sekundärquelle abgestrahlten Komponenten der aktiven Intensität haben hier das gleiche

Vorzeichen. Es wird die Annahme getroffen, dass bei einer Minimierung der aktiven Intensität die gesamte abgestrahlte Leistung des Quellenpaares minimiert wird. In [Böhme 08a] als auch in [Böhme 08b] wird gezeigt, dass ein solcher Ansatz zu einer globalen Lärmreduktion führen kann. Die Fehlerfunktion hat ein globales Minimum, allerdings können ungewollte Nebenerscheinungen auftreten. Der Energietransport geht immer vom Radiator zum Dissipator. In der Nähe der Quellen und Senken lässt sich durch Messung der Intensität senkrecht zu deren Oberflächen die abgestrahlte bzw. absorbierte Leistung bestimmen. Innerhalb schwach gedämpfter Kontinua kommt es jedoch lokal zur Zirkulation von Energie [Fahy 89], siehe auch Abb. 2.19. Außerhalb des Nahfeldes akustischer Quellen werden Betrag und Richtung der Intensitätsvektoren nicht mehr durch das Abstrahlungsverhalten bestimmt sondern von den akustischen Eigenschaften des Innenraumes. Die Ausdehnung des Nahfeldes ist abhängig von der vorhandenen Dämpfung im betreffenden Raum [Kuttruff 04]. Deswegen ist eine solche Anordnung nur dann sinnvoll, wenn sich die Sonde sowohl in der Nähe der Primärquelle als auch der Sekundärquelle befindet. Es kann trotzdem nicht ausgeschlossen werden, dass bei der Intensitätsminimierung die Sekundärquelle Energie absorbiert oder abstrahlt. Da nicht der Zustand der Sekundärquelle direkt, sondern nur eine örtliche richtungsabhängige Größe geregelt wird. Es kann zu einer erhöhten Gesamtabstrahlung und damit zu einer Erhöhung des Schalldruckpegels kommen, ohne dass dies durch die Sonde erfasst wird.

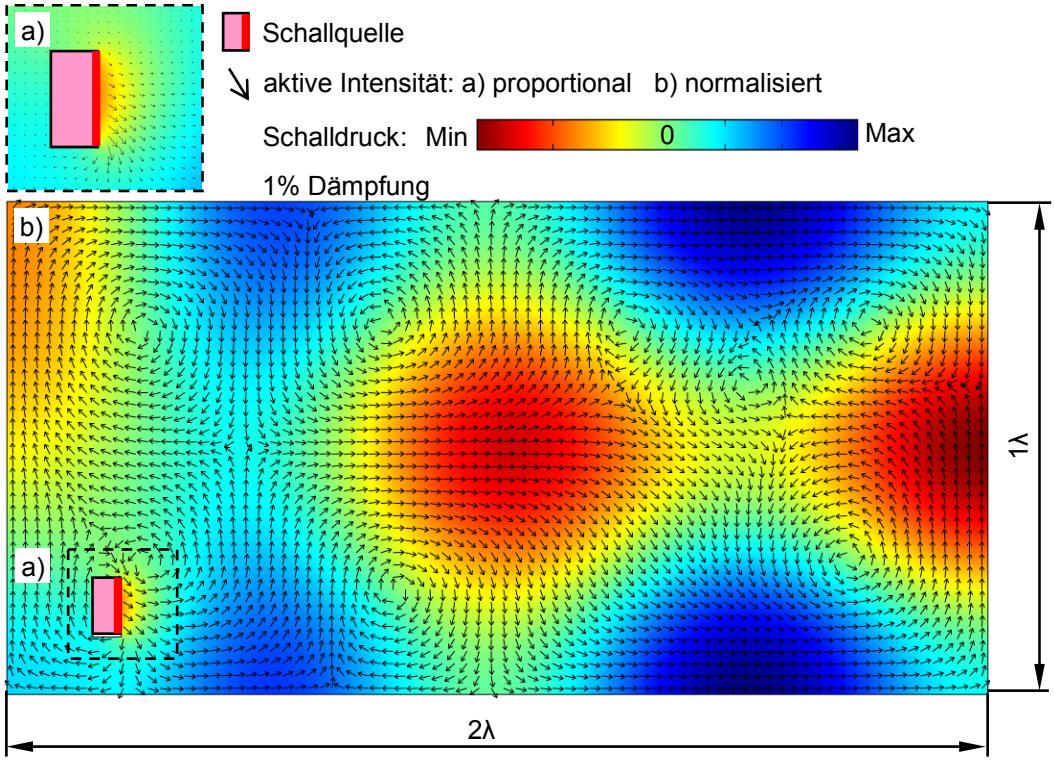


Abb. 2.19: Beispiel für eine Intensitätsverteilung im Rechteckraum

2.5 Schlussfolgerungen

Von den vorgestellten Strategien für die aktive Lärmreduktion, siehe auch Abb. 2.20, ist die schalldruckbasierte Regelung am weitesten verbreitet und wird im kommerziellen Bereich eingesetzt. Folgende Punkte können als Fazit aus den präsentierten Anwendungen abgeleitet werden:

- Für die globale Schalldruckminimierung müssen in einem Innenraum mit höherer modaler Dichte die Sensoren ebenfalls global verteilt sein.
- Die Sekundärquellen müssen dabei so angeordnet sein, dass sie die gleichen Moden anregen können wie die Primärquellen.
- Die experimentellen Ergebnisse für die Implementierung von aktiven Systemen in Flugzeugen weisen daraufhin, dass eine globale Lärmreduktion dann erzielt werden kann, wenn sich die Sekundärquellen in der Nähe der Haupttransmissionspfade (Propellerebene) befinden.
- Der physikalisch wirkende Mechanismus ist dabei nicht die destruktive Interferenz, sondern die Minimierung der abgestrahlten Leistung.

Besonders die Berücksichtigung von sich verändernden Umwelteinflüssen bei der Reglerimplementierung vermindert die erreichbare Schalldruckreduktion.

Schalldruckbasierte Regelung		Energiebasierte Regelung	
lokal	global	Lokal / 1D	global
[Andrén 04]	[Borchers 92]	[Donadon 03]	[Böhme 08a]
[Gerner 05]	[Borchers 94]	[Faber 04]	[Böhme 08b]
[Gonzales 03]	[Breitbach 06]	[Hansen 03]	[Enamito 01]
[Gorman 04]	[Elliott 90]	[Kang 97]	[Kang 95]
[Hinchliffe 04]	[Hinchliffe 02]	[Park 97]	[Tohyama 91]
[Kletschkowski 07]	[Jackson 96]	[Sommerfeldt 94]	
[Park 04]	[Johansson 00]	[Sommerfeldt 06]	
[Sachau 08]		[Swanson 99]	
[Schirmacher 07]			
[Sennheiser 07]			

Abb. 2.20: Ausgesuchte Literaturstellen für die Anwendung aktiver Lärmreduktion

Es wäre sinnvoll eine Methode zu finden, bei der sich die Fehlersensoren in der Nähe der Sekundärquellen befänden. Dadurch würde sich unter anderem der Installations- und Optimierungsaufwand reduzieren. Eine Möglichkeit könnte die energiebasierte Regelung bieten. Aus der vorgestellten Literatur lassen sich dafür folgende Aussagen ableiten:

- Die Intensität als Maß für den Energietransport kann Aufschluss über die absorbierte oder abgestrahlte Leistung akustischer Quellen geben.
- Es wird gezeigt, dass existierende Ansätze für die intensitätsbasierte Regelung mit erhöhter Komplexität des Reglers und größerem Hardware-Aufwand verbunden sind.
- Des Weiteren haben diese Methoden das akademische Versuchsstadium nicht verlassen.

Ziel muss es sein, für die meist tonalen Anwendungsfälle, eine Möglichkeit zu finden, bei der sowohl die Sekundärlautsprecher als auch Sensoren in der Nähe des Transmissionspfades installiert werden können. Der benötigte Regler sollte dabei so einfach wie möglich sein und unempfindlich gegenüber sich ändernden Umweltbedingungen. Die Minimierung der abgestrahlten Leistung muss der zu Grunde liegende physikalische Mechanismus sein, um eine globale Lärmreduktion zu garantieren.

3 Abstrahlverhalten von Kolbenstrahlern

Für die Auslegung und technische Umsetzung einer neuen Methode ist das Verstehen der physikalischen Zusammenhänge zwingend notwendig. In diesem Kapitel werden für zwei energiebasierte Ansätze, nämlich der maximalen Absorption von Schallenergie durch die Sekundärquelle und der Minimierung der abgestrahlten Gesamtwirkleistung, die wichtigsten theoretischen Grundlagen und die Anwendung auf eine exemplarische Problemstellung mittels FEM (**F**inite-**E**lemente-**M**ethode) beschrieben. Dazu wird die gegenseitige Beeinflussung des Abstrahlverhaltens von Primär- und Sekundärquelle diskutiert, wenn diese als Kolbenstrahler modelliert sind. Daraus werden zum einen der Ansatz für das zu entwickelnde System abgeleitet und zum anderen Vergleichsmöglichkeiten für spätere experimentelle Untersuchungen geschaffen.

3.1 Lautsprecher als Kolbenstrahler

Lautsprecher gehören zu den elektroakustischen Wandlern und haben in ihrem Anwendungsbereich ein lineares Systemverhalten [Meyer 79]. Der gebräuchlichste Typ ist der elektrodynamische Lautsprecher. Bei diesem wird eine Kraft auf eine meist versteifte konusförmige Membran durch die Wechselwirkung zwischen einer stromdurchflossenen Spule und einem magnetischen Gleichfeld aufgeprägt [Kuttruff 04]. Die Membran bewegt sich mit einer bestimmten Geschwindigkeit, die auf die angrenzenden Luftmoleküle übertragen wird. Deshalb können Lautsprecher auch als Schnelleerzeuger bezeichnet werden [Heckl 75]. Die Membran ist meist in ein Gehäuse eingefasst. Dieses verhindert einen Druckausgleich zwischen Membranvorder- und Rückseite. Die Luft würde ansonsten, ohne zu verdichten, hin und her geschoben werden. Dieses Phänomen wird auch als akustischer Kurzschluss bezeichnet. Wegen des Gehäuses strahlt nur die nicht abgeschirmte Seite der Membran Schall ab. Unter der Annahme, dass sich der Lautsprecher wie ein Kolbenstrahler verhält, schwingt die Membran konphas mit gleicher Amplitude. Bei zunehmender Schwingungsamplitude und Frequenz wird diese Annahme jedoch immer weniger erfüllt. Es werden höherharmonische Biegeschwingungen auf der Membran angeregt. In der Folge arbeitet der Lautsprecher nicht mehr linear. Durch die möglichst steife Form (Konus) der Membranoberfläche soll dies verhindert werden. In [Meyer79] wird das Schwing- und Abstrahlverhalten von Lautsprechern untersucht und festgestellt, dass sich bei zunehmender Frequenz die wirksam abstrahlende konphas schwingende Strahleroberfläche um die Strahlermittelachse konzentriert. Im Folgenden bezeichnet A die wirksame Strahleroberfläche mit angenommener homogener Oberflächenschnelle v.

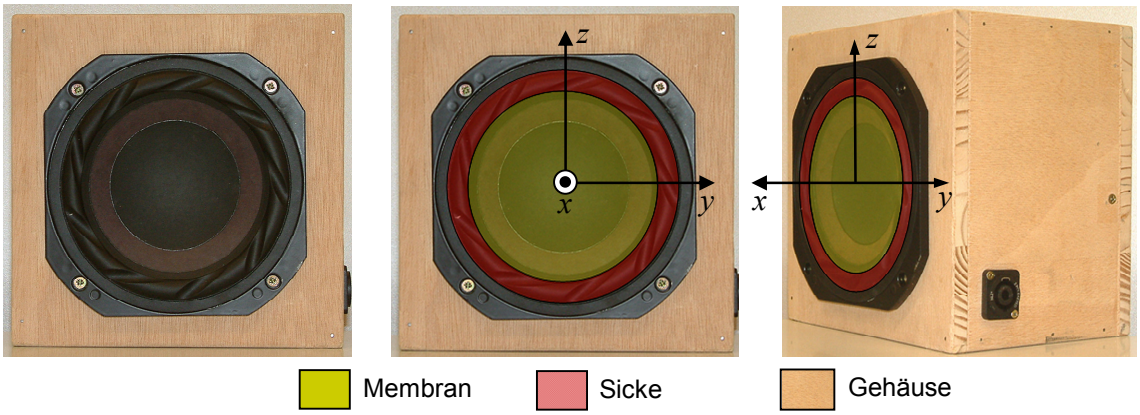


Abb. 3.1: Lautsprecher mit Koordinatensystem

Die abgestrahlte Leistung P_a eines Lautsprechers kann durch Integration der aktiven Intensität über die Strahleroberfläche A gewonnen werden. Es wird ein kartesisches Koordinatensystem für diese Berechnung eingeführt. Der Ursprung dieses Systems liegt im Mittelpunkt der gedachten kreisförmigen Lautsprechermembran. Die x-Achse zeigt in Richtung der Strahlermittelachse. Der in Abb. 3.1 gezeigte Lautsprecher, bestehend aus einer konusförmigen Membran und einem Holzgehäuse, ist mit einem Koordinatensystem dargestellt.

Aus (2.15) mit (2.13) ergibt sich für die abgestrahlte akustische Wirkleistung:

$$P_\mathrm{a} = \int_A I_\mathrm{a}(y,z)\,\mathrm{d}A = \int_A \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{p}(y,z)\,\underline{v}(y,z)^*\right\}\mathrm{d}A. \tag{3.1}$$

Die komplexe Schnelleamplitude $\underline{v}$ korrespondiert hierbei mit der homogenen Geschwindigkeitskomponente der Lautsprechermembran, die in x-Richtung zeigt. Damit lässt sich aus (3.1) folgende Formulierung ableiten:

$$P_\mathrm{a} = \frac{1}{2}\Re\left\{A\underline{v}^*\,\frac{1}{A}\int_A \underline{p}(y,z)\,\mathrm{d}A\right\}. \tag{3.2}$$

Der über die effektive Strahleroberfläche gemittelte Schalldruck kann ersetzt werden durch:

$$\underline{p}^A = \frac{1}{A}\int_A \underline{p}(y,z)\,\mathrm{d}A. \tag{3.3}$$

Mit (3.3) wird die abgestrahlte Wirkleistung eines Kolbenstrahlers wie folgt beschrieben:

$$P_\mathrm{a} = \frac{1}{2}\Re\left\{A\underline{v}^*\,\underline{p}^A\right\} = \frac{1}{2}A\hat{v}\hat{p}^A\cos(\varphi_\mathrm{D}),\ \text{mit}\ \varphi_\mathrm{D} = \varphi_p - \varphi_v. \tag{3.4}$$

Für die Berechnung der abgestrahlten Leistung eines Kolbenstrahlers muss der Schalldruck über die effektiv abstrahlende Oberfläche gemittelt werden. Gleiches gilt analog für die Berechnung der Strahlungsimpedanz:

$$\underline{Z}_\mathrm{r} = \frac{\underline{p}^A}{A\underline{v}}. \tag{3.5}$$

Damit ergibt sich für die Scheinleistung folgender Zusammenhang:

$$\underline{P}_\mathrm{s} = P_\mathrm{a} + P_\mathrm{r}\,\mathrm{j} = \frac{1}{2} A\underline{v}^* \underline{p}^A = \frac{1}{2} A^2 \hat{v}^2 \underline{Z}_\mathrm{r}, \tag{3.6}$$

siehe dazu auch (2.17). Um weitere Erkenntnisse über das Abstrahlverhalten von Lautsprechern zu gewinnen, werden die oben vorgestellten Zusammenhänge auf eine beispielhafte Problemstellung angewendet. Diese wird mit Hilfe einer Finite-Elemente-Methode implementiert, da für die Beschreibung von Kolbenstrahlern, die in ein endliches Gehäuse eingebaut sind, keine analytischen Formulierungen zur Verfügung stehen. Das Modell wird später erweitert, um die gegenseitige Beeinflussung akustischer Quellen zu untersuchen.

3.1.1 Finite-Elemente-Modell eines Lautsprechers im Freifeld

Für die Umsetzung der FEM sind die Geometrie und die Randbedingungen von besonderem Interesse. Ein Extrem stellt das Freifeld dar. Es gibt keine Reflexionen an den Rändern des Ausbreitungsmediums. Die gesamte zugeführte Energie wird über die Systemgrenzen durch die fortschreitenden Schallwellen hinaus transportiert. Es wird auch als rein aktives Schallfeld bezeichnet. Die innere Dämpfung der Luft und die Nahfelder akustischer Quellen seien bei dieser Bezeichnung vernachlässigt. Das andere Extrem wäre ein Innenraum mit unendlicher Nachhallzeit. Nur während des Einschwingvorganges wird dem Ausbreitungsmedium Energie zugeführt. Danach bildet sich ein rein reaktives Wellenfeld aus, welches nur aus stehenden Wellen besteht. Es wird keine Energie mehr transportiert. Bei real gedämpften Innenräumen entstehen Schallfelder mit aktiven und reaktiven Anteilen. Das Abstrahlverhalten von Schallquellen wird zudem durch Form und Frequenz der auftretenden Innenraummoden beeinflusst, siehe Abb. 2.19. Deswegen werden für die weiteren Betrachtungen Geometrie und Randbedingungen so gewählt, dass möglichst Freifeldbedingungen herrschen. Dadurch können Beeinflussungen durch die Raumgeometrie ausgeschlossen und Aussagen über das Abstrahlverhalten aufgrund des Energietransportes gemacht werden.

Als Vorlage für den Lautsprecher dient der bereits in Abb. 3.1 gezeigte Aktuator. Das schallharte Gehäuse hat die Abmaße 20·20·15 cm^3. Die Membran wird durch eine kreisrunde Fläche mit einem Durchmesser d = 12 cm modelliert. Der Lautsprecher wird eingebettet in eine Sphäre mit einem Radius von 6 m, an deren äußeren Begrenzung eine Impedanz-Randbedingung vorgegeben wird, siehe dazu Abb. 3.2.

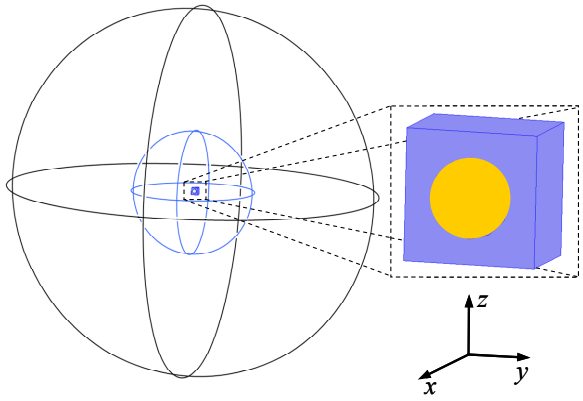
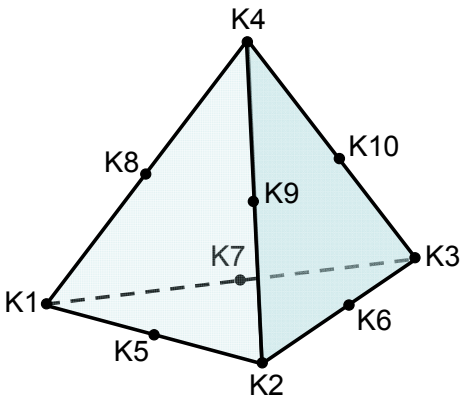


Abb. 3.2: Kugelvolumen mit Lautsprechermodell

In hinreichend großer Entfernung zu einer Schallquelle baut sich der reaktive Anteil (mitschwingende Mediumsmasse) ab. Es bleibt die rein fortschreitende Welle übrig. Die Feldimpedanz ergibt sich dann zu [Henn 84]:

$$Z_{\mathrm{F}}(\vec{r}) = \frac{\underline{p}(\vec{r})}{\underline{v}(\vec{r})} = \rho_0 c = 1{,}25\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\,343\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}. \tag{3.7}$$

Dies gilt allerdings nur in Ausbreitungsrichtung. Durch die kugelförmige Geometrie und der mittigen Anordnung der Quellen wird sichergestellt, dass die Ausbreitungsrichtung annähernd orthogonal zur Kugeloberfläche ist und die Impedanzbedingung nach (3.7) gesetzt werden kann. Der Kugeldurchmesser wird so gewählt, dass er mindestens das 1,5-fache der abgestrahlten Wellenlänge beträgt [Henn 84]. Der reaktive Anteil ist dann so weit vermindert, dass die vorgegebene Bedingung aus (3.7) keinen wesentlichen Impedanzsprung am Rand zur Folge hat. Dies würde sonst zu unerwünschten Reflektionen führen.



Netzeigenschaften:

Elementform	Tetraeder
Formfunktion	Lagrange 2-ter Ordnung
Elementanzahl	30282
Freiheitsgrade	42473

Abb. 3.3: Tetraeder mit Knotenpunkten und Netzeigenschaften des FE-Modells

Zur Charakterisierung von Lärm kann unter anderem eine Frequenzanalyse durchgeführt werden. Dazu wird der wahrnehmbare Frequenzbereich in 8 technisch relevante Abschnitte, die Oktaven, unterteilt. Um eine höhere Auflösung zu erhalten, können diese wiederum zu Terzbändern gedrittelt werden. Für die Berechnungen wird an der kreisförmigen Membran eine Schnelle mit den Terzmittenfrequenzen im Bereich 80 Hz bis 315 Hz als natürliche Randbedingung aufgeprägt. Die untere Frequenz kennzeichnet den Arbeitsbereich eines Lautsprechers vergleichbarer Größe. Die obere Schranke steht für die Grenze des Anwendungsbereiches von ANC-Maßnahmen und ist unter anderem den verfügbaren Freiheitsgraden für die Diskretisierung des Modells geschuldet. Für die Elementierung werden Tetraeder in Kombination mit dem quadratischen Lagrange-Ansatz als Formfunktion verwendet. Abb. 3.3 zeigt ein Element mit seinen Knoten zusammen mit den wichtigsten Netzeigenschaften des FE-Modells. Um trotz beschränkter Freiheitsgrade ein gutes Ergebnis zu erzielen, werden drei maximale Elementgrößen e_i für unterschiedliche Bereiche definiert. Die Elemente auf der modellierten Lautsprechermembran haben eine maximale Kantenlänge von $e_3 = 0,01$ m. Durch die feine Vernetzung ist sichergestellt, dass die notwendige Druckintegration über die Strahleroberfläche relativ genaue Ergebnisse liefert. In dem zentralen Bereich des Kugelvolumens mit einem Durchmesser von 4 m wird eine maximale Elementgröße von $e_2 = 0,4$ m gewählt, siehe auch Abb. 3.4.

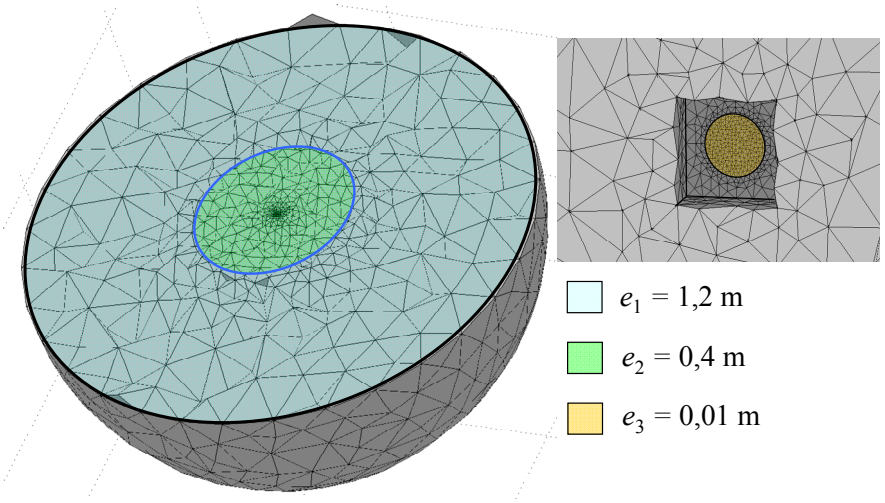


Abb. 3.4: Diskretisierung des Kugelvolumens und der Lautsprechermembran

In der Literatur wird als Daumenregel eine Anzahl von mindestens 6 Knoten pro Wellenlänge für akustische Finite-Elemente-Berechnungen angegeben [MSC 02]. Dieses Kriterium wird für die höchste Anregungsfrequenz von 315 Hz in diesem Abschnitt erfüllt. Dies gilt nicht für die äußere Hülle, dort ist die maximale Kantenlänge der Elemente größer als die Wellenlänge. Abb. 3.5. gibt einen zusammenfassenden Überblick von der Modellgeometrie, zusätzlich sind der Membrandurchmesser d und die Elementgrößen bezogen auf die Wellenlänge im betrachteten Frequenzbereich dargestellt.

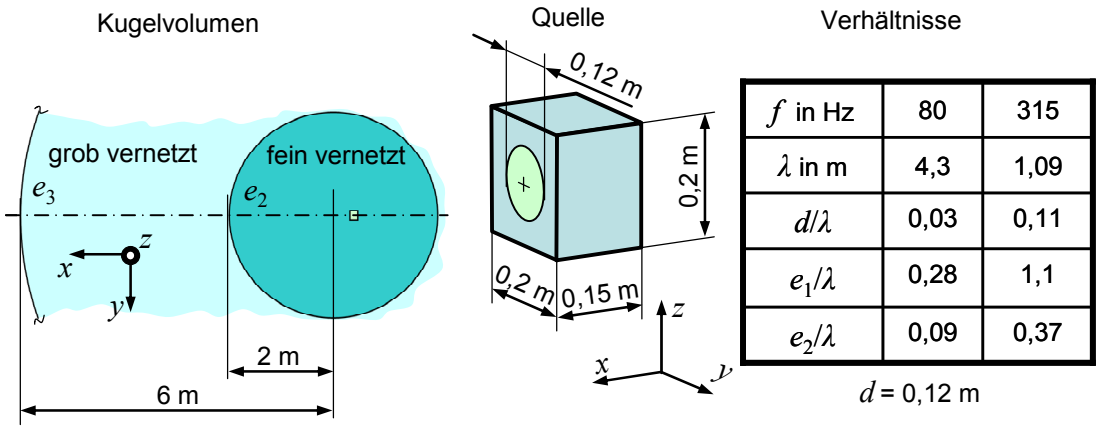


Abb. 3.5: Geometrie und Längenverhältnisse des FE-Modells

3.1.2 Abstrahlverhalten eines Kolbenstrahlers im Freifeld

Mit Hilfe des Modells wird ein Lautsprecher bei der Abstrahlung in ein Freifeld simuliert. Wie in Abb. 3.6 dargestellt, verteilt sich die Energie ausgehend von der Kolbenmembran in das umgebende Ausbreitungsmedium. In der Grafik ist an der Pfeillänge und -richtung abzulesen, dass der Betrag der Intensität schnell mit zunehmender Entfernung zur Quelle abnimmt. Die von der ausbreitenden Welle transportierte Energie verteilt sich auf eine immer größer werdende Kugelfläche.

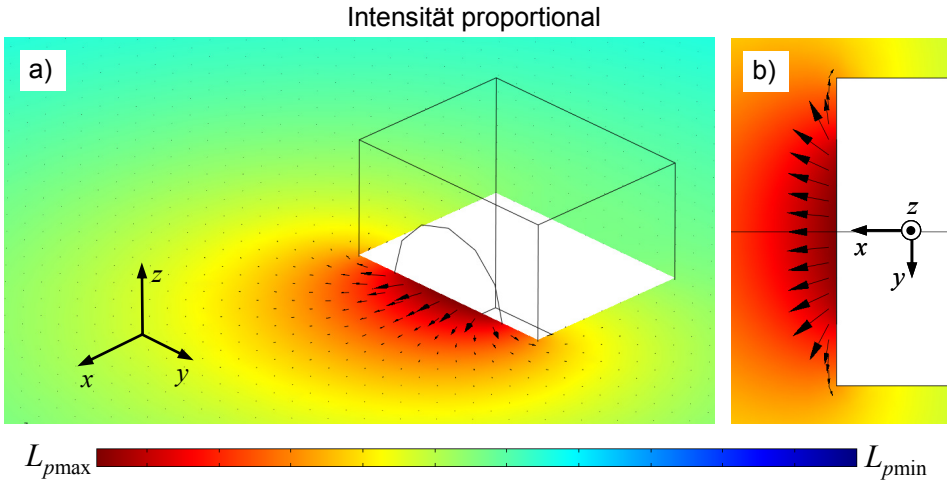


Abb. 3.6: Druck- und Intensitätsverteilung eines Kolbenstrahlers im Freifeld für 160 Hz

Vor der Quelle hat der Schalldruck die größte Amplitude. Er setzt sich aus einem fortschreitenden und einem stehenden Anteil zusammen. Letzterer wird verursacht von der mitschwingenden Mediumsmasse, deren Bewegung nichts zur abgestrahlten Wirkleistung beiträgt.

Der Unterschied zwischen fortschreitender und stehender Welle ist an dem Verhältnis zwischen Blind- und Wirkleistung erkennbar. Wie in Abb. 3.7 zu sehen, beträgt der

Blindanteil das 40-fache der effektiv abgestrahlten Leistung bei 80 Hz. Mit anwachsender Frequenz nimmt der Wirkanteil der Scheinleistung zu. Daraus folgt, dass bei höherer Frequenz der Wirkwiderstand anwächst. Ein Kolbenstrahler kann Leistung besser abstrahlen, wenn die Abmessungen seiner Membran näher an der zu erzeugenden Wellenlänge liegen [Henn 84].

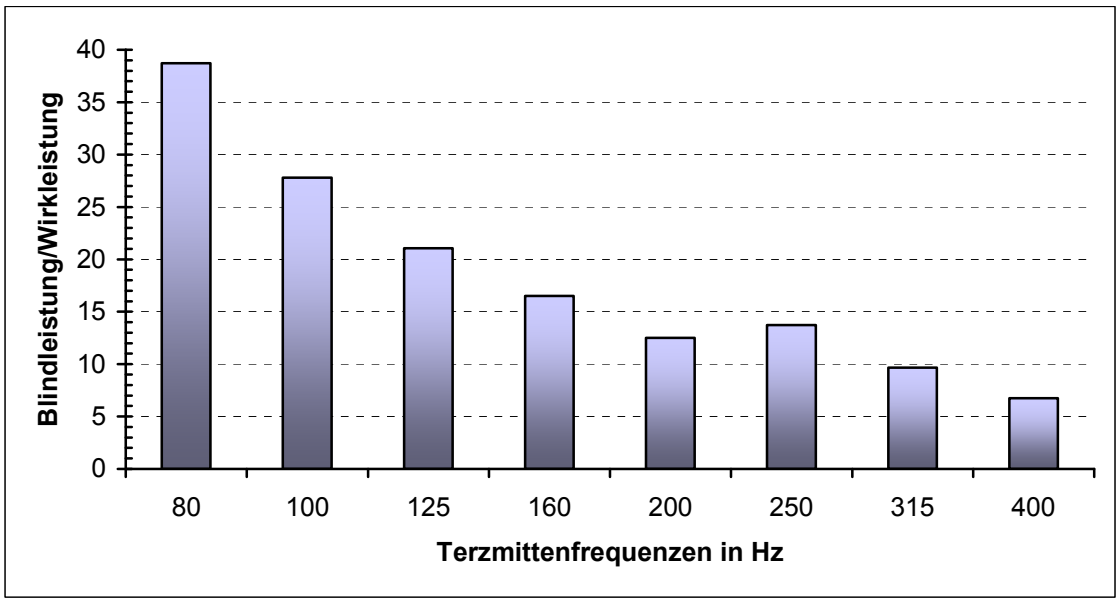


Abb. 3.7: Verhältnis zwischen Blind- und Wirkleistung eines Kolbenstrahlers im Freifeld

Die aktive und reaktive Komponente der Scheinleistung können mit der Phasendifferenz zwischen Schnelle und Druck durch folgende Beziehung miteinander verknüpft werden:

$$\varphi_{\mathrm{D}} = \tan^{-1}\left(\frac{P_{\mathrm{r}}}{P_{\mathrm{a}}}\right). \tag{3.8}$$

φ_{D} entspricht ebenfalls dem Phasenwinkel der Strahlungsimpedanz. Er ist für den betrachteten Frequenzbereich in Abb. 3.8 gezeigt. Bei einer Anregung mit 80 Hz beträgt der Phasenwinkel 88,5° und nimmt auf rund 84° bei 315 Hz ab. Schnelle und Druck stehen in der komplexen Ebene fast senkrecht aufeinander. Je kleiner die Phasendifferenz ist, desto mehr Wirkleistung wird abgestrahlt. Eine Veränderung des Winkels um wenige Grad führt zu einer Vervielfachung des Wirkwiderstandes. Bei einer Vermessung von Schnelle und Druck ist deshalb auf Phasentreue der beteiligten Sensoren unbedingt zu achten, will man daraus Schlüsse auf das Abstrahlverhalten ziehen.

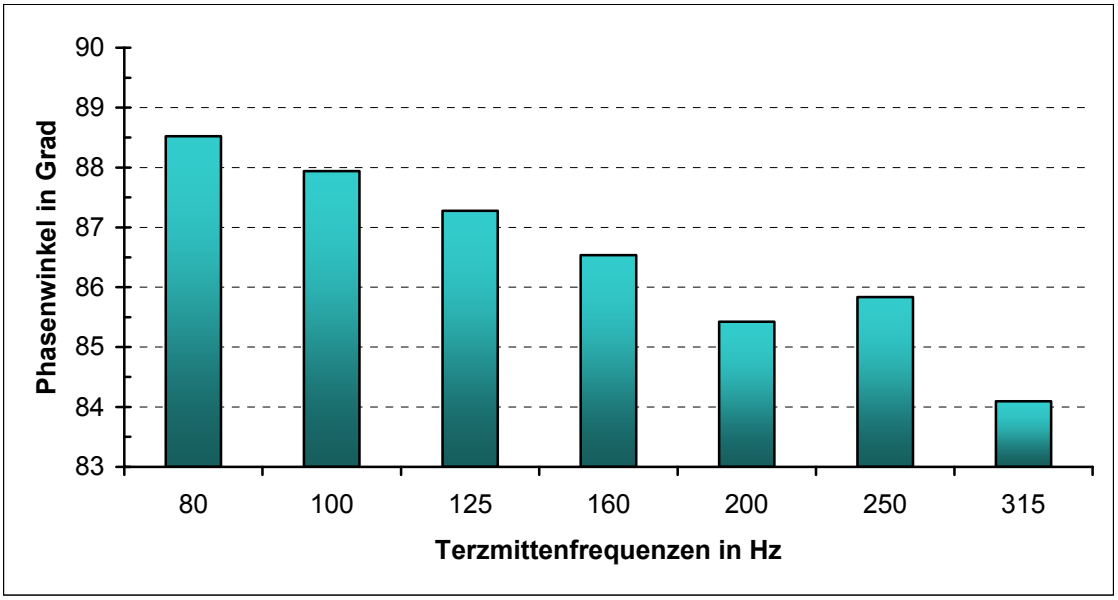


Abb. 3.8: Phasenwinkel zwischen Schnelle und Druck auf der Kolbenstrahleroberfläche

Abb. 3.9 zeigt den Verlauf der reaktiven im Verhältnis zur aktiven Intensität entlang der Strahlermittelachse zwischen $x = 0,05$ m und $x = 1,95$ m. Zusammen mit Abb. 3.7 kann festgestellt werden, dass sich das Verhältnis zwischen reaktiven und aktiven Anteilen entlang der Strahlermittelachse nach 0,05 m halbiert. Voraussetzung für diese Betrachtungsweise ist die Annahme, dass unmittelbar auf der Strahleroberfläche die Beziehungen zwischen Blind- und Wirkleistung sowie deren assoziierten Intensitätsanteile gleich sind. Die reaktive Schallfeldkomponente aufgrund der mitschwingenden Mediumsmasse baut sich viel schneller ab als der aktive Anteil. Dieser Effekt ist charakteristisch für das Nahfeld einer Quelle. Laut [Henn 84] wird für die Abschätzung der Ausdehnung dieses Bereiches ein maximaler Phasenunterschied von 6° angenommen. Die reaktive Intensität ist dann bis auf ein Zehntel der aktiven Komponente abgefallen, siehe auch (3.8). Für die dargestellten Frequenzen bis 160 Hz ist ersichtlich, dass sich der reaktive Anteil stetig abbaut. Das Nahfeld ist innerhalb einer Wellenlänge abgeklungen. Für 315 Hz ist erkennbar, dass das Verhältnis zwischen reaktiver und aktiver Intensität auch negative Werte annimmt. Unter der Annahme, dass der Energietransport weiterhin nach außen gerichtet ist, kann die Ursache nur im reaktiven Anteil der Intensität liegen. Die Koordinate der aktiven Intensität bleibt entlang der *x*-Achse positiv. Die Koordinate der reaktiven Intensität wird hingegen negativ, wenn der Phasenwinkel φ_D kleiner null ist, siehe auch (2.14). Dadurch werden die Grenzen des FE – Modells durch die Diskretisierung deutlich. Der Übergang zwischen dem feineren und dem gröberen Netz beginnt bei ungefähr x = 2 m siehe Abb. 3.5. Die Veränderung der Elementgröße führt zu einem Impedanzsprung. Dadurch werden unerwünschte Reflexionen am Übergang verursacht. Ein weiteres Indiz dafür ist der Anstieg der reaktiven Intensität im Vergleich zur aktiven bei $x = 1,95$ m. Die Rückwirkung der Reflexionen auf die Strahleroberfläche kann vernachlässigt werden. Dort überwiegt das Nahfeld der jeweiligen Quelle.

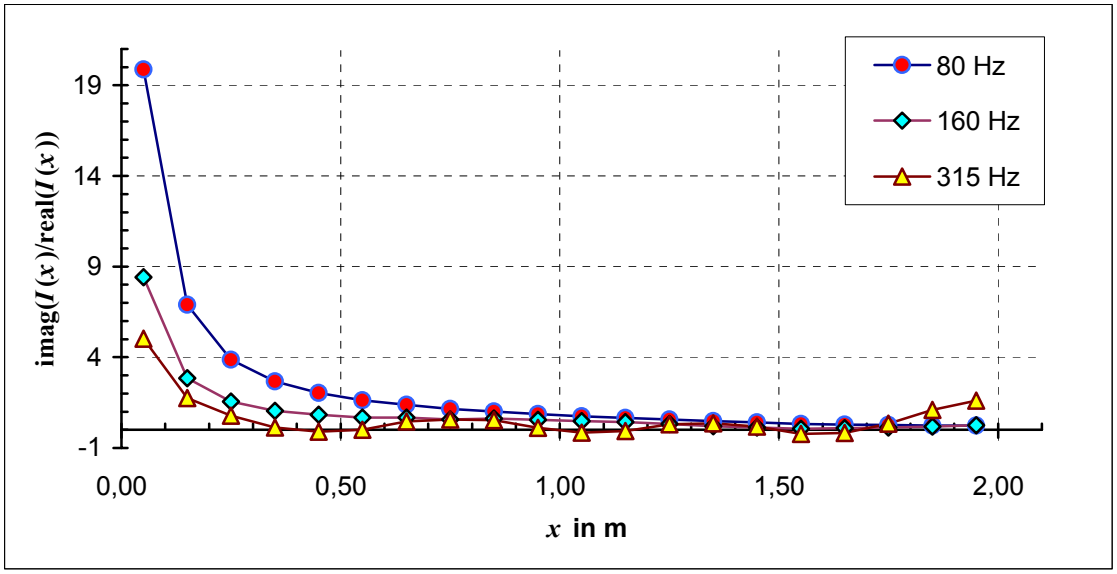
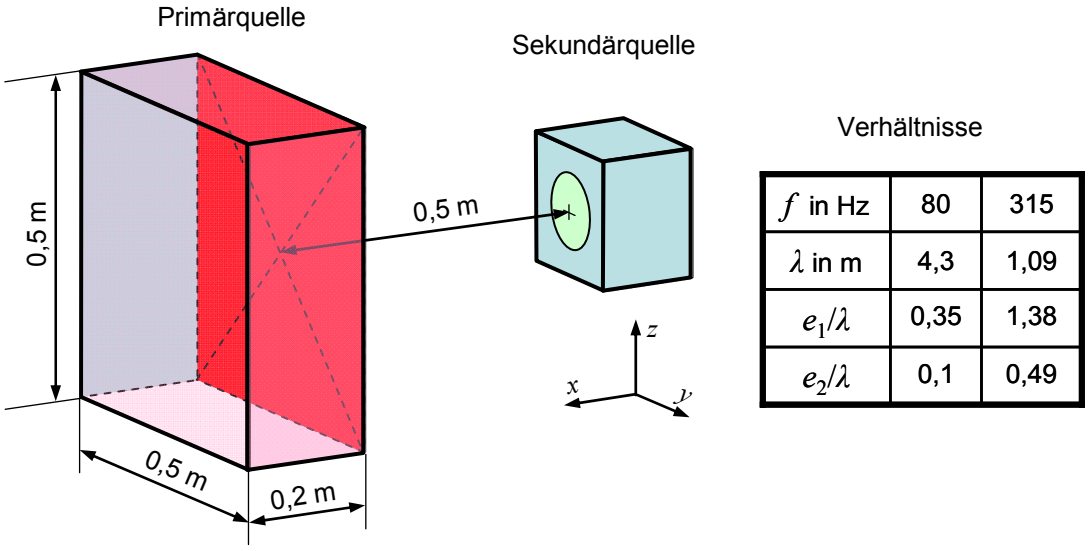


Abb. 3.9: Verhältnis zwischen reaktiver und aktiver Intensität entlang der Strahlermittelachse

3.2 Absorption von Schallleistung durch einen Kolbenstrahler

Um den gegenseitigen Einfluss von Schallquellen zu zeigen, wird das Modell mit einem weiteren Kolbenstrahler als Primärquelle erweitert. Die Abmaße und die räumliche Anordnung sind in Abb. 3.10 dargestellt. Die Diskretisierung der zusätzlichen Quelle hat eine Anpassung der Elementgrößen für das Kugelvolumen zur Folge, siehe Abb. 3.10. Die Anzahl der Freiheitsgrade bleibt gleich.



f in Hz	80	315
λ in m	4,3	1,09
e_1/λ	0,35	1,38
e_2/λ	0,1	0,49

Abb. 3.10: Räumliche Anordnung und Dimensionen von Primär- und Sekundärquelle

Eine Möglichkeit das Schallfeld im Sinne einer energiebasierten Regelung zu beeinflussen, ist die Absorption von Schallenergie durch die Sekundärquelle. In [Elliott 91] wird

die Herleitung der optimalen Lösung für die maximale Absorption durch Punktquellen beschrieben. Diese wird hier auf Kolbenstrahler mit realen Abmaßen übertragen. Ausgehend von Gleichung (3.4) lässt sich die abgestrahlte Wirkleistung der Sekundärquelle P_{aS} bei Vorhandensein eines Primärfeldes wie folgt beschreiben:

$$P_{\mathrm{aS}} = \frac{1}{2}\Re\left\{A_{\mathrm{S}}\underline{v}_{\mathrm{SQ}}^{*}\,\underline{p}_{\mathrm{SQ}}^{A}\right\} = \frac{1}{2}\Re\left\{A_{\mathrm{S}}\underline{v}_{\mathrm{SQ}}^{*}(\underline{p}_{\mathrm{SS}}^{A} + \underline{p}_{\mathrm{SP}}^{A})\right\}. \tag{3.9}$$

Die abgestrahlte Wirkleistung ergibt sich aus der Oberflächenschnelle $\underline{v}_{\mathrm{SQ}}$ der Sekundärquelle und aus der Superposition des Sekundärdruckes $\underline{p}_{\mathrm{SS}}^{A}$ mit dem Primärdruck $\underline{p}_{\mathrm{SP}}^{A}$ auf der Strahleroberfläche A_{S}. Unter Verwendung der Strahlungsimpedanz der Sekundärquelle $\underline{Z}_{\mathrm{rS}}$, der Volumenschnelle $\underline{q}_{\mathrm{SQ}}$ und der Transferimpedanz $\underline{Z}_{\mathrm{SP}}$ zwischen der primären Volumenschnelle $\underline{q}_{\mathrm{PQ}}$ und dem daraus resultierenden Druck an der Sekundärquelle ergibt sich aus (3.9):

$$P_{\mathrm{aS}} = \frac{1}{2}\Re\left\{A_{\mathrm{S}}\underline{v}_{\mathrm{SQ}}^{*}(\underline{Z}_{\mathrm{rS}}A_{\mathrm{S}}\underline{v}_{\mathrm{SQ}} + \underline{Z}_{\mathrm{SP}}A_{\mathrm{P}}\underline{v}_{\mathrm{PQ}})\right\} = \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}(\underline{Z}_{\mathrm{rS}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}} + \underline{Z}_{\mathrm{SP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}})\right\}. \tag{3.10}$$

A_{P} bezeichnet die Strahlerfläche der Primärquelle. Mit Hilfe der Beziehung

$$\Re(\underline{z}) = \frac{1}{2}(\underline{z} + \underline{z}^{*}) \tag{3.11}$$

lässt sich (3.10) in eine hermitesch quadratische Gleichung folgender Form überführen:

$$f(\underline{z}) = \underline{z}^{*}\,\underline{a}_2\,\underline{z} + \underline{z}^{*}\,\underline{a}_1 + \underline{a}_1^{*}\,\underline{z} + \underline{a}_0. \tag{3.12}$$

Es folgt:

$$P_{\mathrm{aS}} = \underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}\frac{1}{2}R_{\mathrm{rS}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}} + \underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}\frac{1}{4}\underline{Z}_{\mathrm{SP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} + \underline{q}_{\mathrm{PQ}}^{*}\frac{1}{4}\underline{Z}_{\mathrm{SP}}^{*}\underline{q}_{\mathrm{SQ}}. \tag{3.13}$$

R_{rS} ist dabei der Realteil der Strahlungsimpedanz $\underline{Z}_{\mathrm{rS}}$. Das Optimum $\underline{z}_{\mathrm{o}}$ von (3.12) wird bestimmt durch [Nelson 86]:

$$\frac{\mathrm{d}f(\underline{z})}{\mathrm{d}\underline{z}} = 0 \Rightarrow \underline{z}_{\mathrm{o}} = -\frac{\underline{a}_2}{\underline{a}_1}. \tag{3.14}$$

Bei gegebenem Übertragungs- und Abstrahlungsverhalten der Quellen kann damit die Volumenschnelle $\underline{q}_{\mathrm{Sa}}$ des Sekundärlautsprechers für die maximale Absorption berechnet werden:

$$\frac{\partial P_{\mathrm{aS}}}{\partial \underline{q}_{\mathrm{SQ}}} = 0 \Rightarrow \underline{q}_{\mathrm{Sa}} = \underline{k}_{\mathrm{Sa}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} = -\frac{\underline{Z}_{\mathrm{SP}}}{2R_{\mathrm{rS}}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} = -\frac{\underline{p}_{\mathrm{SP}}^{A}}{2R_{\mathrm{rS}}}. \tag{3.15}$$

Hierbei ist $\underline{k}_{\mathrm{Sa}}$ der optimale Gewichtungsfaktor der primären Volumenschnelle. Für die Berechnung der optimalen Volumenschnelle werden nur Informationen am Ort der Se-

kundärquelle wie der Primärdruck $\underline{p}_{\mathrm{SP}}^{A}$ und die Strahlungsimpedanz $\underline{Z}_{\mathrm{rS}}$ benötigt. Für eine technische Umsetzung wäre dies von Vorteil, da Ort und Art der Primärquelle unbekannt sein können.

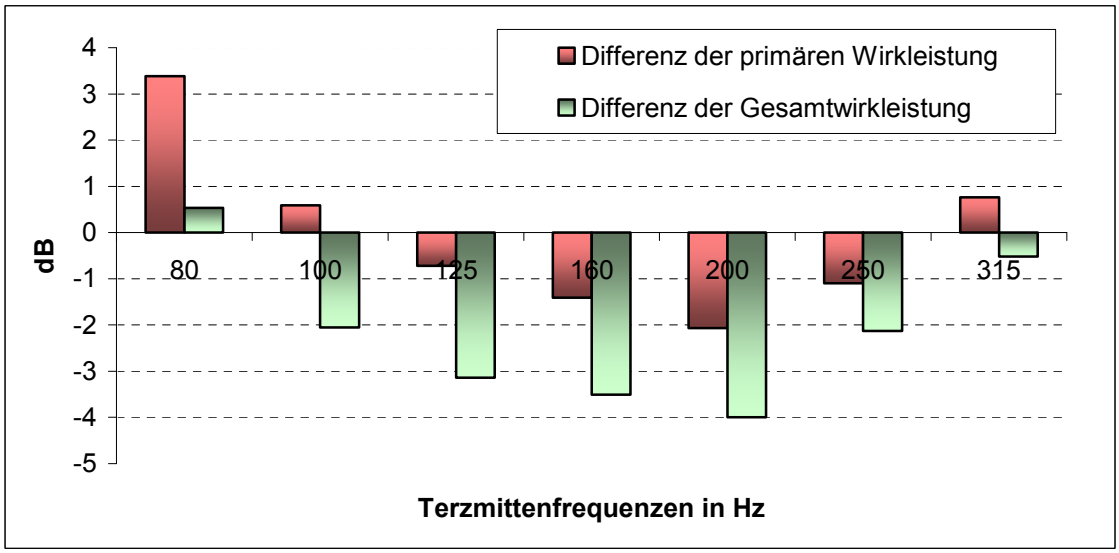


Abb. 3.11: Differenz der Primär- und Gesamtwirkleistung mit und ohne maximaler Absorption

In Abb. 3.11 sind die Differenzen der primären Wirkleistung sowie der Gesamtwirkleistung dargestellt. Sie beschreiben die Unterschiede im Abstrahlungsverhalten mit aktiver und inaktiver Sekundärquelle. Bei 80 Hz strahlt die PQ mit eingeschalteter SQ mehr Wirkleistung ab. Diese absorbiert zwar den größten Teil der abgestrahlten Energie, die Gesamtwirkleistung erhöht sich trotzdem. Für 100 Hz und 315 Hz steigt ebenfalls die abgestrahlte Leistung der Primärquelle. Der Sekundärlautsprecher absorbiert mehr Energie als dem Schallfeld durch die Primärquelle zugeführt wird. Daraus resultiert eine Senkung der Gesamtwirkleistung. Im Frequenzband zwischen 125 und 250 Hz wird neben der Gesamt- auch die Wirkleistung der PQ reduziert. Der Wirkwiderstand der Primärquelle kann sich also durch die SQ vergrößern oder verkleinern. Die Erhöhung der Schalldruckpegel hängt allerdings davon ab, ob die Sekundärquelle dem Schallfeld mehr Energie entziehen kann als durch die Primärquelle abgestrahlt wird.

Abb. 3.12 zeigt beispielhaft die Schallpegel in der x, y- Ebene bei 160 Hz. Zwischen den Quellen sind die Schalldruckpegel mit und ohne Absorption durch SQ aufgrund der Nahfelder am höchsten. Außerhalb des Quellenpaares ist ein leichtes Absinken der Schalldruckpegel aufgrund der maximalen Absorption erkennbar.

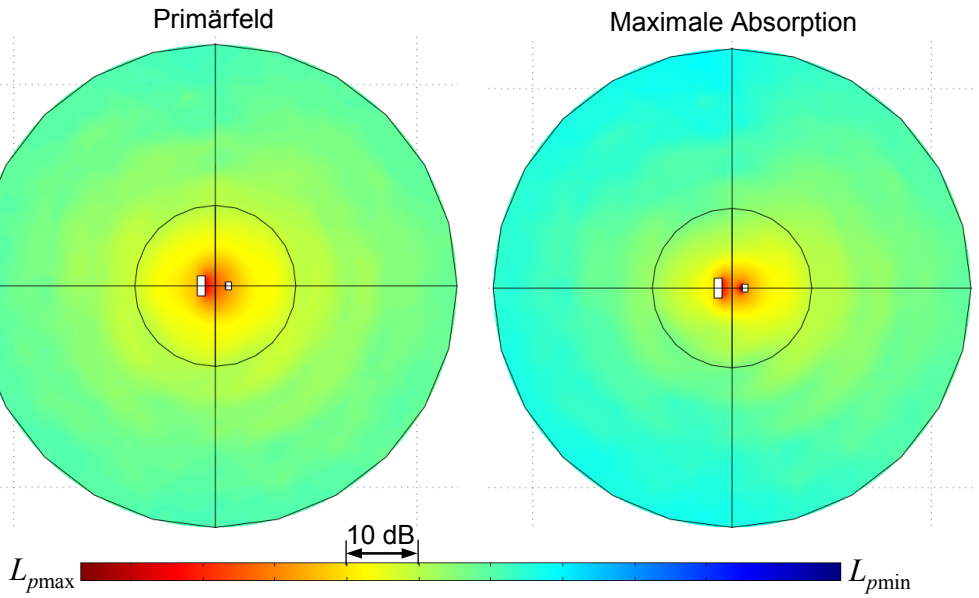


Abb. 3.12: Schalldruckpegel bei maximaler Absorption für 160 Hz

Für die obige Darstellung ist in Abb. 3.13 der Verlauf der aktiven Intensität zwischen Primär- und Sekundärquelle abgebildet. Aus den normalisierten Intensitätspfeilen ist ersichtlich, dass Energie nicht nur von abstrahlender zu absorbierender Strahleroberfläche sondern auch seitlich in das umgebende Medium transportiert wird. Durch die Darstellung der Pfeillänge proportional zum Betrag der aktiven Intensität wird deutlich, dass der Energietransport zwischen den Quellen wesentlich höher ist als der im restlichen Kugelvolumen. Die vom Quellenpaar abgegebene Energie reicht trotzdem aus, um ein Schallfeld zu erzeugen, dessen Schalldruckpegel nur geringfügig unter denen des Primärfeldes liegen.

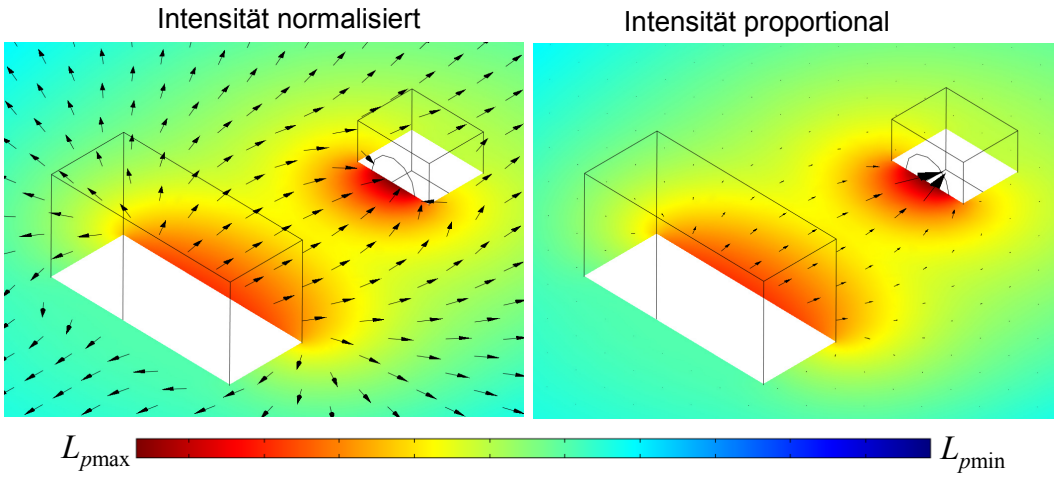


Abb. 3.13: Aktive Intensität und Schalldruckpegel zwischen SQ und PQ bei maximaler Absorption für 160 Hz

Für die Anwendung der maximalen Absorption sind nicht nur die physikalischen Auswirkungen der Regelung wichtig. Die Form der Kostenfunktion für die Implementierung einer passenden Optimierungsstrategie muss bekannt sein. In Abb. 3.14 ist die Wirkleistung der Sekundärquelle P_{aS} für 160 Hz in Abhängigkeit zu einem Faktor $\underline{k}$ dargestellt. Das dazugehörige Regelgesetz lautet:

$$\underline{q}_{\mathrm{SQ}} = \underline{k}\,\underline{q}_{\mathrm{PQ}}. \tag{3.16}$$

Die primäre Volumenschnelle kann auch durch ein entsprechendes Referenzsignal ersetzt werden. Die Minimierung der Wirkleistung von SQ, Beobachtbarkeit vorausgesetzt, führt zum optimalen Verstärkungsfaktor $\underline{k}_{\mathrm{Sa}}$. Dafür wären Algorithmen wie der FxLMP durchaus geeignet.

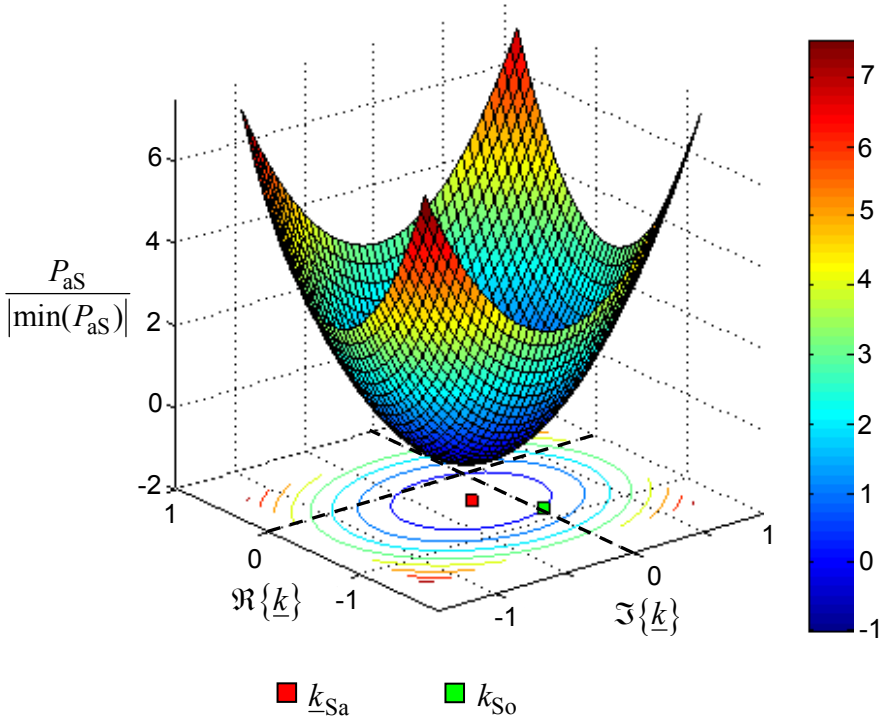


Abb. 3.14: Wirkleistung der Sekundärquelle für 160 Hz in Abhängigkeit vom Verstärkungsfaktor $\underline{k}$

Der ebenfalls in Abb. 3.14 dargestellte Verstärkungsfaktor k_{So} wird Gegenstand weiterer Betrachtungen im nächsten Unterkapitel sein.

Wie sich zeigt, ist die maximale Absorption zwar eine Möglichkeit für die Senkung von Schalldruckpegeln, durch die Rückwirkung zwischen Sekundär- und Primärquelle kann aber der gegenteilige Effekt eintreten. Geht man des Weiteren davon aus, dass die erzielten Pegelreduktionen der abgestrahlten Gesamtleistung und des mittleren Schalldruckes im Ausbreitungsmedium ähnlich sind, wären die erzielten Absenkungen in dem diskutierten Problemfall durch das menschliche Gehör kaum wahrnehmbar. Im Folgenden steht deshalb die Minimierung der abgestrahlten Schallleistung beider Quellen als alternatives Regelungskonzept im Fokus.

3.3 Minimierung der Gesamtwirkleistung bei Kolbenstrahlern

Der Ausdruck von (3.9) kann um die Wirkleistung der Primärquelle P_{aP} erweitert werden. Damit lässt sich die abgestrahlte Gesamtleistung P_{Total} berechnen:

$$P_{\mathrm{Total}} = P_{\mathrm{aS}} + P_{\mathrm{aP}} = \frac{1}{2}\Re\left\{A_{\mathrm{S}}\underline{v}_{\mathrm{SQ}}^{\ *}\,\underline{p}_{\mathrm{SQ}}^{A}\right\} + \frac{1}{2}\Re\left\{A_{\mathrm{P}}\underline{v}_{\mathrm{PQ}}^{\ *}\,\underline{p}_{\mathrm{PQ}}^{A}\right\}. \tag{3.17}$$

Der Druck $\underline{p}_{\mathrm{PQ}}^{A}$ wird durch die Superposition von Sekundär- und Primärdruck auf der Primärquelle ersetzt. Mit (3.10) folgt daraus:

$$P_{\mathrm{Total}} = \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}(\underline{Z}_{\mathrm{rS}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}} + \underline{Z}_{\mathrm{SP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}})\right\} + \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{q}_{\mathrm{PQ}}^{*}(\underline{Z}_{\mathrm{rP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} + \underline{Z}_{\mathrm{PS}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}})\right\}. \tag{3.18}$$

$\underline{Z}_{\mathrm{rP}}$ ist die Strahlungsimpedanz der Primärquelle und $\underline{Z}_{\mathrm{PS}}$ die Transferimpedanz von Sekundär- zur Primärquelle. Durch die Reziprozität gilt:

$$\underline{Z}_{\mathrm{PS}} = \underline{Z}_{\mathrm{SP}}. \tag{3.19}$$

Damit lässt sich aus (3.18) eine hermitesche quadratische Gleichung analog zu (3.13) gewinnen[Elliott 91]:

$$P_{\mathrm{Total}} = \frac{1}{2}(\underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}R_{\mathrm{rS}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}} + \underline{q}_{\mathrm{SQ}}^{*}R_{\mathrm{SP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} + \underline{q}_{\mathrm{PQ}}^{*}R_{\mathrm{SP}}\underline{q}_{\mathrm{SQ}} + \underline{q}_{\mathrm{PQ}}^{*}R_{\mathrm{rP}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}}). \tag{3.20}$$

Die optimale Ansteuerung der Sekundärquelle $\underline{q}_{\mathrm{So}}$ für die Minimierung der abgestrahlten Gesamtleistung kann daraus wie folgt berechnet werden:

$$\frac{\partial P_{\mathrm{Total}}}{\partial \underline{q}_{\mathrm{SQ}}} = 0 \Rightarrow \underline{q}_{\mathrm{So}} = -\frac{R_{\mathrm{SP}}}{R_{\mathrm{rS}}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}} = k_{\mathrm{So}}\underline{q}_{\mathrm{PQ}}. \tag{3.21}$$

Im Unterschied zur maximalen Absorption ist der optimale Verstärkungsfaktor k_{So} der primären Volumenschnelle rein reell. Für dessen Berechnung werden auch Informationen von der Primärquelle und dem Übertragungsverhalten zwischen SQ und PQ benötigt.

Das folgende Gedankenexperiment soll die Interpretation von (3.21) erleichtern. Zwei Quellen gleicher Abstrahlcharakteristik befinden sich in einem Freifeld. Werden sie am selben Ort platziert, haben der Druck auf der Primär- und Sekundärquelle den gleichen Wert. Dem zur Folge sind R_{rS} und R_{SP} ebenfalls gleich. Die optimale Lösung führt dann zu zwei gegenphasigen Quellen mit gleich großer Volumenschnelle, siehe auch Abb. 2.4. Dies ist ein plausibles Ergebnis. Sind hingegen Primär- und Sekundärquelle räumlich getrennt, muss $\hat{q}_{\mathrm{So}}$ kleiner als $\hat{q}_{\mathrm{PQ}}$ sein. Denn $|R_{\mathrm{rS}}|$ ist für diesen Fall immer größer als $|R_{\mathrm{SP}}|$.

Die Anwendung von (3.21) auf das FE-Modell zeigt, dass im Gegensatz zur maximalen Absorption die Reduktion des Gesamtleistungspegels wesentlich höher ausfällt, siehe auch Abb. 3.15.

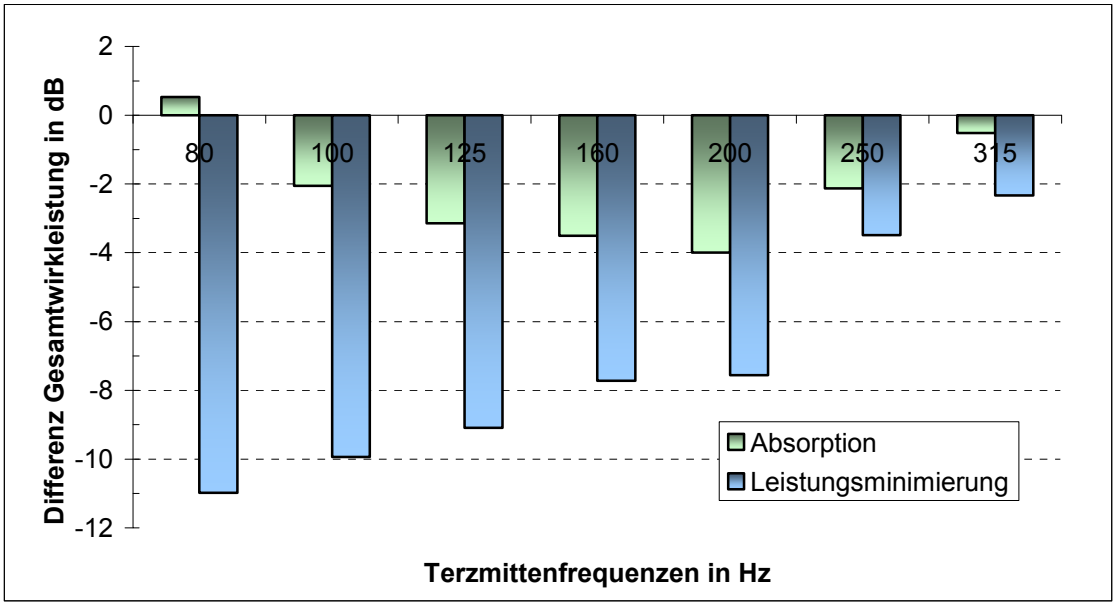


Abb. 3.15: Differenz der Gesamtwirkleistung bei Absorption und Leistungsminimierung

Die höchste Reduktion wird bei 80 Hz mit über 10 dB erzielt. Sie sinkt bis auf wenige dB im höheren Frequenzbereich. Die Ursache liegt in der Vergrößerung des Abstandes zwischen den Quellen im Verhältnis zur Wellenlänge, vgl. Abb. 3.10. Je höher der Abstand verglichen mit der Wellenlänge, desto weniger vermag die Sekundärquelle, die Luftmoleküle vor der Primärquelle so zu beeinflussen, dass sie der Bewegung der Primärquelle weniger Widerstand entgegenbringen (sinkender Wirkwiderstand). Dabei darf die Sekundärquelle die abgestrahlte Gesamtleistung nicht erhöhen.

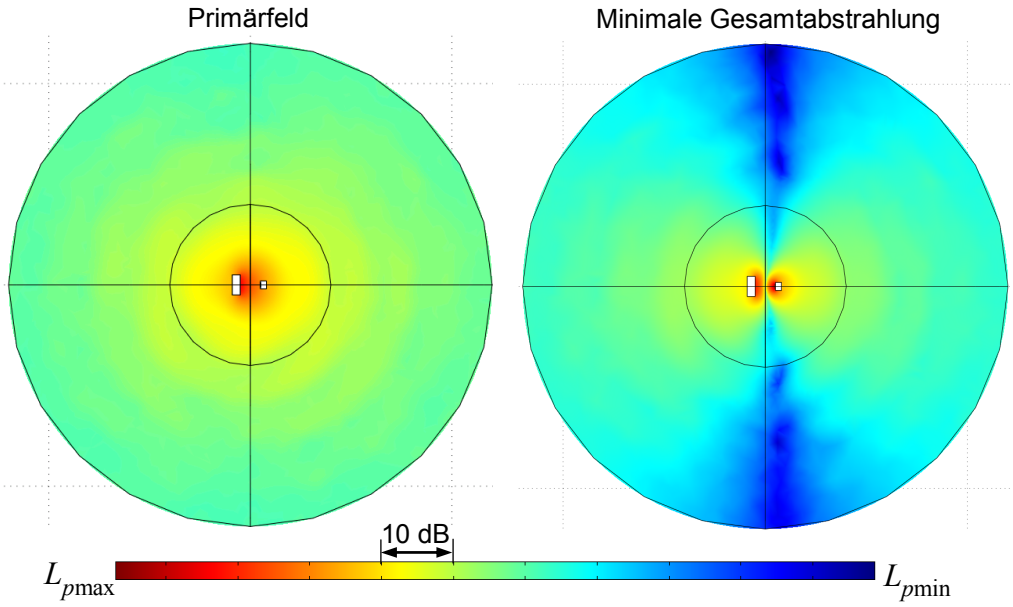


Abb. 3.16: Schalldruckpegel für die Leistungsminimierung bei 160 Hz

Es wird eine positive Wirkung im Sinne von globaler Schallreduktion erzielt. Bei der Anwendung dieser Methode kommt es nicht zu unerwünschten Verstärkungen im Schallfeld. Dies wird auch ersichtlich in Abb. 3.16, wo die Schalldruckverteilung beispielhaft für 160 Hz gezeigt ist. Die Schallpegelreduktion fällt hier deutlicher aus als im Vergleich zur maximalen Absorption, siehe auch Abb. 3.12. Des Weiteren kommt es zur Ausbildung einer Knotenlinie zwischen den Quellen.

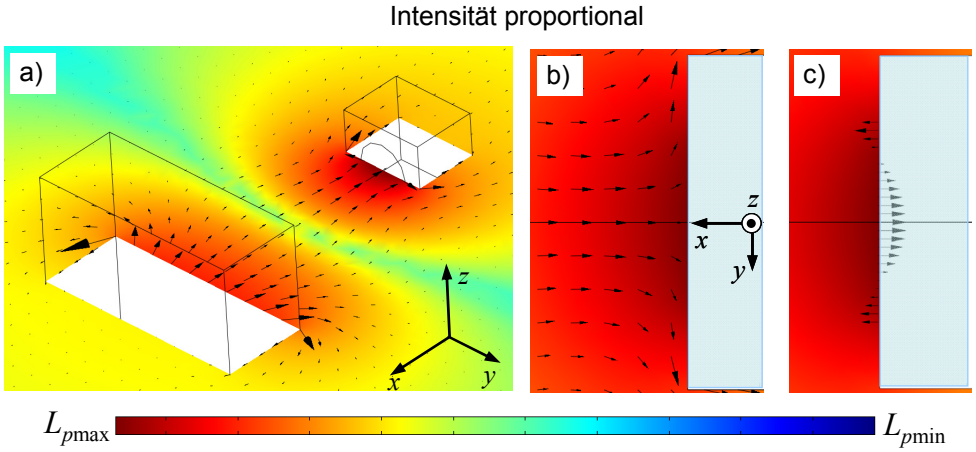


Abb. 3.17: Aktive Intensität- und Schalldruckpegel zwischen SQ und PQ bei der Leistungsminimierung für 160 Hz

Abb. 3.17a) präsentiert den Intensitätsverlauf und die Druckverteilung in der Nähe des Quellenpaares für die gleiche Frequenz. Die Schalldruckpegel vor beiden Quellen sind sehr hoch verglichen mit dem umgebenden Schallfeld. Die Begründung hierfür liegt wieder in der Ausprägung der Nahfelder. Aufgrund der Intensitätspfeile scheint die Sekundärquelle Energie zu absorbieren. Abb. 3.17b) zeigt aber, dass die Energie eher um die Sekundärquelle herum transportiert wird. Die Anwendung der in [Kang 95] beschriebenen Methode würde hier nicht zur optimalen Lösung führen. Denn die aktive Intensität vor der Sekundärquelle kann nur eingeschränkt als Maß für die Abstrahlung der Quelle verwendet werden. In der Abb. 3.17c) wird zusätzlich die Intensitätsverteilung in der x, y- Ebene direkt auf der Strahleroberfläche der Sekundärquelle dargestellt. Sie teilt sich in abstrahlende und absorbierende Bereiche, wobei die Integration der aktiven Intensität über die Fläche null ergibt.

Für die Implementierung der Leistungsminimierung kann wieder das Regelgesetz aus (3.16) verwendet werden. Der Verlauf der Gesamtwirkleistung als Kostenfunktion in Abhängigkeit von dem Verstärkungsfaktor $\underline{k}$ wird für 160 Hz in Abb. 3.18 gezeigt. Könnte man die Wirkleistung von Primär- und Sekundärquelle beobachten, wäre eine adaptive Methode, zum Beispiel ein Gradientensuchverfahren, durchaus in der Lage das globale Minimum zu finden. Allerdings wäre der Aufwand für die Messung der Schnelle- und Druckverteilung auf den Strahleroberflächen beträchtlich, abgesehen von der notwendigen Signalverarbeitung.

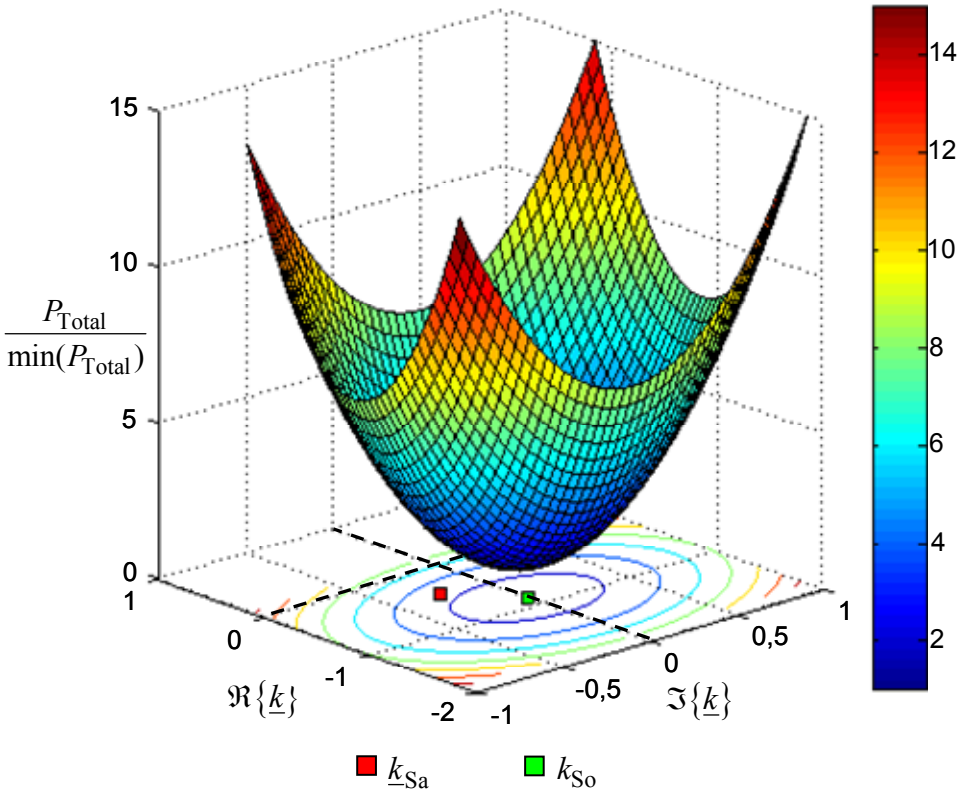


Abb. 3.18: Gesamtwirkleistung des Quellenpaares in Abhängigkeit von $\underline{k}$ für 160 Hz

Wie in Kapitel 2.4.3 beschrieben, ist die Verwendung einer Phasenreferenz eine weitere Möglichkeit. Die Sekundärquelle wird mit ihrer Hilfe so angesteuert, dass sie sich gleichphasig zur Primärquelle bewegt. Der reelle Verstärkungsfaktor des Referenzsignals wird so bestimmt, dass die Sekundärquelle keine Leistung abstrahlt. Der Verlauf der Wirkleistung von SQ ist dafür in Abb. 3.19 für 160 Hz gezeigt, vgl. auch Abb. 3.14.

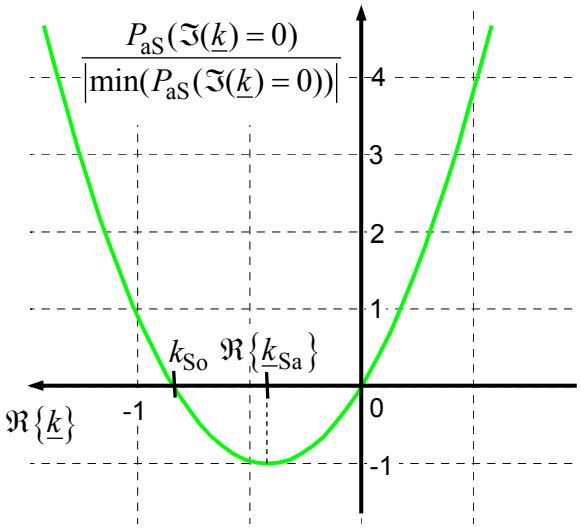


Abb. 3.19: Wirkleistung der Sekundärquelle mit reellem Verstärkungsfaktor k für 160 Hz

Aufgrund des Verlaufes sind Gradientenverfahren nicht in der Lage die optimale Lösung k_{So} zu finden. Denn sie ist weder ein Minimum noch ein Maximum. Herkömmliche Regler wie der FxLMS oder der FxLMP scheiden deswegen für die Implementierung aus, siehe dazu Kapitel 2.3.1 und 2.4.1. Dies ist eine Ursache, warum viele Arbeiten die auftretenden Phänomene bei der Minimierung der Gesamtwirkleistung beschreiben aber eine praktische Umsetzung vermissen lassen, z.B. [Tohyama 91] und [Kang 95]. Die Lösung dieser und weiterer Fragestellungen, die technische Realisierung und die Reglergestaltung betreffend, sind Gegenstand weiterführender Betrachtungen im folgenden Kapitel.

4 Adaptive Minimierung der Gesamtwirkleistung

Das in diesem Kapitel vorgestellte Verfahren wird im Folgenden **A**daptive **P**ower **M**inimization (APM) genannt. Ausgehend von einem Referenzsignal, welches die Phaseninformation der Primärquelle beinhaltet, kann mittels APM die Ansteuerung eines Sekundärlautsprechers so eingestellt werden, dass die Gesamtwirkleistung von Lärm- und Gegenschallquelle minimiert wird. Dafür ist die Entwicklung einer neuen adaptiven Regelmethode notwendig. Die Berechnung des Updates basiert auf der abgestrahlten Wirkleistung der Sekundärquelle. Der Aufwand für die benötigten Hardware-Komponenten soll den eines herkömmlichen ANC-Systems nicht überschreiten, siehe Abb. 4.1.

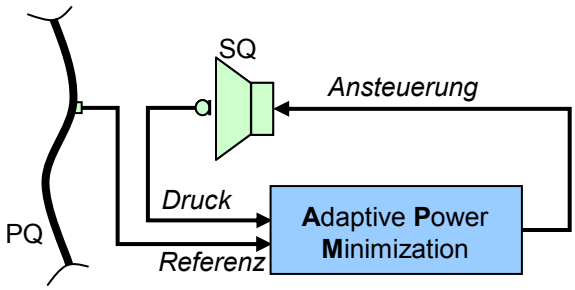


Abb. 4.1: Prinzip der adaptiven Leistungsminimierung – APM

4.1 Adaptive Regelung im Frequenzbereich

Für die Umsetzung der APM wird anstelle der abgestrahlten Wirkleistung die aktive Intensität auf der Strahlermittelachse verwendet. Es wird postuliert, dass die Koordinate unmittelbar vor der Quelle proportional zur abgestrahlten Wirkleistung der effektiven Strahleroberfläche ist, siehe dazu Kapitel 3.1 und Abb. 3.17.

4.1.1 Optimale Lösung

Die aktive Intensität I_{aS} in x-Richtung auf der Strahlermittelachse unmittelbar vor der Sekundärquelle kann beschrieben werden durch:

$$I_{\mathrm{aS}} = \frac{1}{2}\Re\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}\,\underline{v}^{*}_{\mathrm{SQ}}\right\}. \tag{4.1}$$

Die Oberflächenschnelle $\underline{v}_{\mathrm{SQ}}$ lässt sich durch die Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{SQ}}$ ersetzen. Die Schnellebestimmung basiert häufig auf der zeitlichen Integration einer Beschleunigungsmessung. Diese kann durch technisch ausgereifte Aufnehmer leicht realisiert werden. Für die Anregung mit der Kreisfrequenz ω ergibt sich:

$$I_{\mathrm{aS}} = -\frac{1}{2}\Re\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}\left(\frac{\underline{a}_{\mathrm{SQ}}}{\omega}\,\mathrm{j}\right)^{*}\right\} \text{ mit } \underline{v}_{\mathrm{SQ}} = -\frac{\underline{a}_{\mathrm{SQ}}\mathrm{j}}{\omega}. \tag{4.2}$$

Unter Verwendung der Beziehungen

$$(\underline{z}\,\mathrm{j})^{*} = -\mathrm{j}\underline{z}^{*} \tag{4.3}$$

und

$$\Re\{\underline{z}\,\mathrm{j}\} = -\Im\{\underline{z}\} \tag{4.4}$$

folgt aus (4.2):

$$I_{\mathrm{aS}} = -\frac{1}{2\omega}\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}\,\underline{a}_{\mathrm{SQ}}^{*}\right\}. \tag{4.5}$$

Der Druck auf der Strahlermittelachse direkt vor SQ ergibt sich aus der Superposition von Primär- und Sekundärdruck:

$$\underline{p}_{\mathrm{SQ}} = \underline{p}_{\mathrm{SP}} + \underline{p}_{\mathrm{SS}} = \underline{p}_{\mathrm{SP}} + \underline{H}_{\mathrm{SS}}\,\underline{a}_{\mathrm{SQ}}. \tag{4.6}$$

Wobei $\underline{H}_{\mathrm{SS}}$ die zeitinvariante Übertragungszahl zwischen der Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{SQ}}$ und dem Druck $\underline{p}_{\mathrm{SS}}$ infolge der Sekundärquelle ist. Damit entsteht aus (4.5):

$$I_{\mathrm{aS}} = -\frac{1}{2\omega}\Im\left\{\left(\underline{p}_{\mathrm{SP}} + \underline{H}_{\mathrm{SS}}\,\underline{a}_{\mathrm{SQ}}\right)\underline{a}_{\mathrm{SQ}}^{*}\right\}. \tag{4.7}$$

Im nächsten Schritt wird die Sekundärbeschleunigung durch die Primärbeschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{PQ}}$ und dem reellen Gewichtungsfaktor k substituiert:

$$I_{\mathrm{aS}} = -\frac{1}{2\omega}\Im\left\{\left(\underline{p}_{\mathrm{SP}} + \underline{H}_{\mathrm{SS}}\,k\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}\right)k\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}^{*}\right\} \text{ mit } \underline{a}_{\mathrm{SQ}} = k\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}. \tag{4.8}$$

Dieser Ausdruck ist eine quadratische Gleichung in der Variablen k:

$$I_{\mathrm{aS}} = -\frac{1}{2\omega}k\left(\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SP}}\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}^{*}\right\} + k\Im\left\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\left|\underline{a}_{\mathrm{PQ}}\right|^{2}\right\}\right). \tag{4.9}$$

Sie hat zwei Nullstellen:

$$k_1 = 0 \text{ und } k_2 = -\frac{\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SP}}\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}^{*}\right\}}{\Im\left\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\left|\underline{a}_{\mathrm{PQ}}\right|^{2}\right\}} = -\frac{\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SP}}\,\underline{a}_{\mathrm{PQ}}^{-1}\right\}}{\Im\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\}} = -\frac{\Im\{\underline{H}_{\mathrm{SP}}\}}{\Im\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\}}. \tag{4.10}$$

Ein möglicher Verlauf für die Koordinate der aktiven Intensitätskomponente auf der Strahlermittelachse ist in Abb. 4.2 gezeigt. Die Nullstelle k_2 markiert das Optimum für die Minimierung der abgestrahlten Gesamtleistung, siehe auch Abb. 3.19. Es muss ein Algorithmus gefunden werden, der den Gewichtungsfaktor aus (4.8) auf k_2 einstellt.

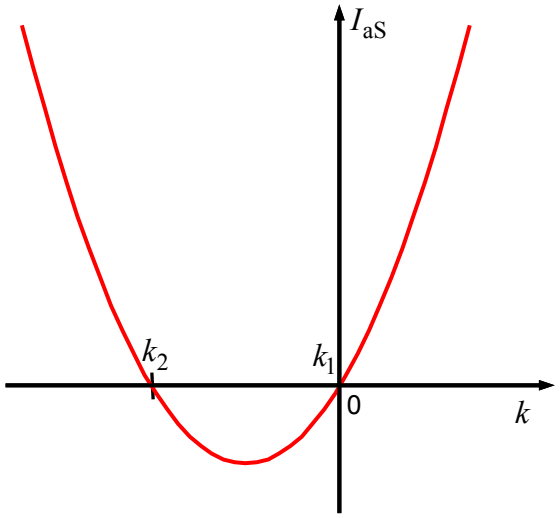


Abb. 4.2: Verlauf der aktiven Intensitätskomponente auf der Strahlermittelachse von SQ in Abhängigkeit von k

4.1.2 Herleitung der Update-Gleichung

Mit (4.6) kann der Primärdruck $\underline{p}_{SP}$ in (4.10) für die Berechnung des optimalen Verstärkungsfaktors ersetzt werden:

$$k_2 = -\frac{\Im\left\{(\underline{p}_{SQ} - \underline{p}_{SS})\underline{a}_{PQ}^{-1}\right\}}{\Im\{\underline{H}_{SS}\}} = -\frac{\Im\left\{\left(\underline{p}_{SQ} - \underline{H}_{SS}\underline{a}_{SQ}\right)\underline{a}_{PQ}^{-1}\right\}}{\Im\{\underline{H}_{SS}\}}. \tag{4.11}$$

Mit Hilfe des Reglergesetzes

$$\underline{a}_{SQ} = k\underline{a}_{PQ} \tag{4.12}$$

ergibt sich aus (4.11):

$$k_2 = -\frac{\Im\left\{\left(\underline{p}_{SQ} - \underline{H}_{SS}k\underline{a}_{PQ}\right)\underline{a}_{PQ}^{-1}\right\}}{\Im\{\underline{H}_{SS}\}}. \tag{4.13}$$

Ist die Übertragungszahl $\underline{H}_{SS}$ und der Verstärkungsfaktor k bekannt, kann aus dem gemessenen Druck vor der Sekundärquelle $\underline{p}_{SQ}$ jederzeit der optimale Verstärkungsfaktor k_2 berechnet werden. Diese Betrachtung lässt sich in den zeitdiskreten Bereich übertragen. Anstelle der Nullstelle k_2 wird die Berechnung des Verstärkungsfaktors für den n-ten Zeitschritt eingeführt, der zur optimalen Lösung führt:

$$k(n+1) = -\frac{\Im\left\{\left(\underline{p}_{SQ}(n) - \underline{H}_{SS}k(n)\underline{a}_{PQ}(n)\right)\underline{a}_{PQ}(n)^{-1}\right\}}{\Im\{\underline{H}_{SS}\}}. \tag{4.14}$$

Daraus folgt:

$$k(n+1) = -\frac{\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\underline{a}_{\mathrm{PQ}}(n)^{-1}\right\}}{\Im\left\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\right\}} + k(n). \tag{4.15}$$

Der Regler soll die Ansteuerung der Sekundärquelle nicht sprunghaft ändern, sondern in mehreren Update-Schritten zur optimalen Lösung konvergieren. Deswegen wird die Schrittweite μ eingeführt:

$$k(n+1) = -\frac{\mu}{\Im\left\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\right\}} \Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\underline{a}_{\mathrm{PQ}}(n)^{-1}\right\} + k(n). \tag{4.16}$$

Diese Gleichung lässt sich auch schreiben zu:

$$k(n+1) = -\frac{\mu}{\Im\left\{\underline{H}_{\mathrm{SS}}\right\}\left|\underline{a}_{\mathrm{PQ}}(n)\right|^2} \Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\underline{a}^{*}_{\mathrm{PQ}}(n)\right\} + k(n). \tag{4.17}$$

Liegt eine stationäre primäre Störung vor, kann der Einfluss des Verstärkungsfaktors durch die Änderung der Phase zwischen $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$ und $\underline{a}_{\mathrm{PQ}}$ gemessen werden:

$$\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\,\underline{a}^{*}_{\mathrm{PQ}}(n)\right\} = \Im\left\{\hat{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\,\hat{a}_{\mathrm{PQ}}(n)\mathrm{e}^{\mathrm{j}(\varphi_{p\mathrm{S}}(n)-\varphi_{a\mathrm{P}}(n))}\right\}. \tag{4.18}$$

Die reelle Schreibweise von (4.18) lautet wie folgt:

$$\Im\left\{\underline{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\underline{a}^{*}_{\mathrm{PQ}}(n)\right\} = \hat{p}_{\mathrm{SQ}}(n)\hat{a}_{\mathrm{PQ}}(n)\sin\left(\varphi_{p\mathrm{S}}(n)-\varphi_{a\mathrm{P}}(n)\right). \tag{4.19}$$

Mit der Herleitung der Update-Gleichung von (4.17) ist es gelungen, die Basis für einen adaptiven Regler zu schaffen, der lediglich ein Referenz- und ein Drucksignal benötigt. Des Weiteren ist aus (4.19) ersichtlich, dass der Verstärkungsfaktor k solange zur Nullstelle k_2 konvergiert, bis die Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{PQ}}$ und der Druck $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$ phasengleich oder gegenphasig sind.

Zur besseren Illustration der physikalischen Zusammenhänge sind in Abb. 4.3 die Zeiger der relevanten Größen in der komplexen Zahlenebene dargestellt. Die Lärmquelle und die Gegenschallquelle sind in diesem Beispiel gleich groß und haben einen Abstand kleiner als $\lambda/4$. Die Sekundärquelle ist so angesteuert, dass die Gesamtwirkleistung minimal ist. Die Primärschnelle $\underline{v}_{\mathrm{PQ}}$ fungiert als Phasenreferenz. Ihr Zeiger ist entlang der reellen Achse gerichtet. Der Primärdruck $\underline{p}_{\mathrm{SP}}$ vor der Sekundärquelle liegt im ersten Quadranten. Die Impedanz $\underline{Z}_{\mathrm{SS}}$ hat den Phasenwinkel φ. Sie ist der Quotient aus dem Druck $\underline{p}_{\mathrm{SS}}$ und der Oberflächenschnelle $\underline{v}_{\mathrm{SQ}}$. Ihre Phase ist mit dem der Strahlungsimpedanz $\underline{Z}_{\mathrm{rS}}$ vergleichbar, siehe Abb. 3.8. Der Phasenunterschied zwischen der Impedanz $\underline{Z}_{\mathrm{SS}}$ und dem Primärdruck $\underline{p}_{\mathrm{SP}}$ ist direkt proportional zum Abstand beider Quellen. Aus der Beziehung

$$\underline{H}_{\mathrm{SS}} = -\frac{\underline{Z}_{\mathrm{SS}}}{\omega}\,\mathrm{j} \tag{4.20}$$

folgt, dass $\underline{H}_{\mathrm{SS}}$ senkrecht auf $\underline{Z}_{\mathrm{SS}}$ steht. Der Gewichtungsfaktor k aus (4.17) wird negativ und sein Betrag solange vergrößert, bis der Zeiger $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$, gebildet aus der Summe von $\underline{p}_{\mathrm{SP}}$ und $\underline{p}_{\mathrm{SS}}$, genau senkrecht zu $\underline{v}_{\mathrm{SQ}}$ ist. Die Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{SQ}}$ ist dann phasengleich zum Druck $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$. Der Regler hat die Sekundärquelle so eingestellt, dass diese keine Wirkleistung abstrahlt, vgl. (4.5). Der optimale Verstärkungsfaktor wird positiv, wenn sich $\underline{p}_{\mathrm{SP}}$ im zweiten oder dritten Quadranten befindet. Liegt $\underline{p}_{\mathrm{SP}}$ unabhängig davon in den schraffierten Sektoren, sind der Druck $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$ und die Sekundärbeschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{SQ}}$ bei optimaler Regelung gegenphasig. Die Wirkleistung der Sekundärquelle ist auch für diesen Fall null.

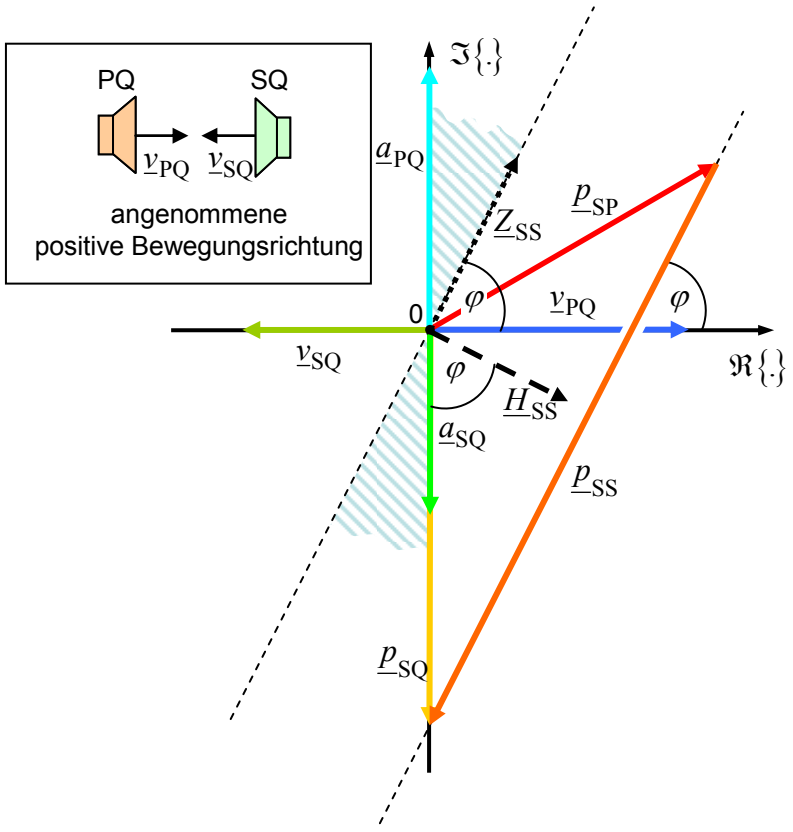


Abb. 4.3: Qualitative Zusammenhänge von Schnelle, Druck und Übertragungszahlen in der komplexen Zahlenebene für die Minimierung der Gesamtabstrahlung gleich großer Quellen

4.1.3 Adaptiver Regelalgorithmus

Für die Implementierung der Update-Gleichung bietet sich eine Umsetzung im Frequenzbereich an. Dort können die notwendigen Rechenoperationen in der komplexen Zahlenebene einfach realisiert werden.

Abb. 4.4 zeigt das Flussdiagramm für den Regler im Frequenzbereich. Voraussetzung ist die Transformation der analogen Zeitsignale $p_{\mathrm{SQ}}(t)$ und $a_{\mathrm{PQ}}(t)$ in den zeitdiskreten Bereich mit anschließender **d**iskreter **F**ourier-**T**ransformation (DFT). Vor der eigentlichen Update-Berechnung wird eine Mittelung der letzten $m_{\max}$-Transformationen durchgeführt. Die Abfrage

$$\left|\underline{a}_{\mathrm{PQ}}(n)\right| \geq \varepsilon \tag{4.21}$$

prüft, ob eine Regelung überhaupt erfolgen soll. Die Primärbeschleunigung muss dabei einen bestimmten Schwellwert ε überschreiten, damit der Verstärkungsfaktor $k(n+1)$ für die entsprechende Frequenz überhaupt berechnet wird. Dadurch kann die Ansteuerung der Sekundärquelle für wenig Lärm oder ohne vorhandenes Referenzsignal verhindert werden. Der Verstärkungsfaktor könnte ansonsten für sehr kleine Primärbeschleunigungen gegen unendlich streben, wenn ein Druck der gleichen Frequenz gemessen würde, siehe dazu (4.17). Außerdem wird nur die Lärmquelle aktiv in der Abstrahlung unterdrückt, bei der das System installiert wurde, Schall anderer Quellen wird ignoriert. Des Weiteren kann mit ε der Bereich eingestellt werden, ab dem eine aktive Regelung ökonomisch sinnvoll ist. Die Bekämpfung geringer Lärmpegel lohnt nicht in jedem Fall.

Im nächsten Schritt wird aus dem aktuellen Verstärkungsfaktor $k(n)$ und den Werten aus der Mittelung der DFT das Update nach (4.17) berechnet. Dafür ist die Vorgabe der Schrittweite μ und die Bestimmung von $\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}$ notwendig. Alternativ könnte man auf die Einmessung der Übertragungszahl verzichten, unter der Annahme, dass diese im vierten Quadranten der komplexen Zahlenebene liegt und stattdessen eine negative Schrittweite vorgeben.

Anschließend wird mit Hilfe einer weiteren Abfrage festgestellt, ob der Verstärkungsfaktor einen Grenzwert $k_{\max}$ überschreitet. Dieser kann wie folgt berechnet werden:

$$k_{\max} = \frac{\hat{a}_{\mathrm{Slimit}}}{\left|\underline{a}_{\mathrm{PQ}}\right|}. \tag{4.22}$$

Wobei $\hat{a}_{\mathrm{Slimit}}$ die maximale zulässige Amplitude der Sekundärbeschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{SQ}}$ ist. Der Grenzwert wird mit (4.22) automatisch an die Amplitude des zur Verfügung stehenden Referenzsignals angepasst. Dadurch wird eine Überlastung der Sekundärquelle vermieden. Es kommt nicht zum Auftreten unerwünschter höherharmonischer Schwingungen auf der Membran der Sekundärquelle, siehe dazu Kapitel 3.1.

Nach der Ausgabe des neuen Verstärkungsfaktors wird der Algorithmus für die Dauer von t_{Pause} angehalten. Grund dafür sind die Verzögerungen durch die DFT und die anschließende IDFT (**i**nverse **d**iskrete **F**ourier-**T**ransformation) für die Generierung des Ansteuerungssignals. Es muss gewartet werden, bis sich der Verstärkungsfaktor des aktuellen Update-Schrittes auf die Fourier-Transformierten von $p_{\mathrm{SQ}}(t)$ ausgewirkt hat. Daraus ergibt sich eine langsame Konvergenz des Algorithmus, was bei der Anwen-

dung auf stationären Lärm keine große Bedeutung hat. Des Weiteren kann jedes Frequenzband, abhängig von der Auflösung der Fourier-Transformation, mit einem eigenen Verstärkungsfaktor geregelt. Dadurch entsteht auch die Möglichkeit spezifische Schrittweiten für die Frequenzbereiche einzuführen.

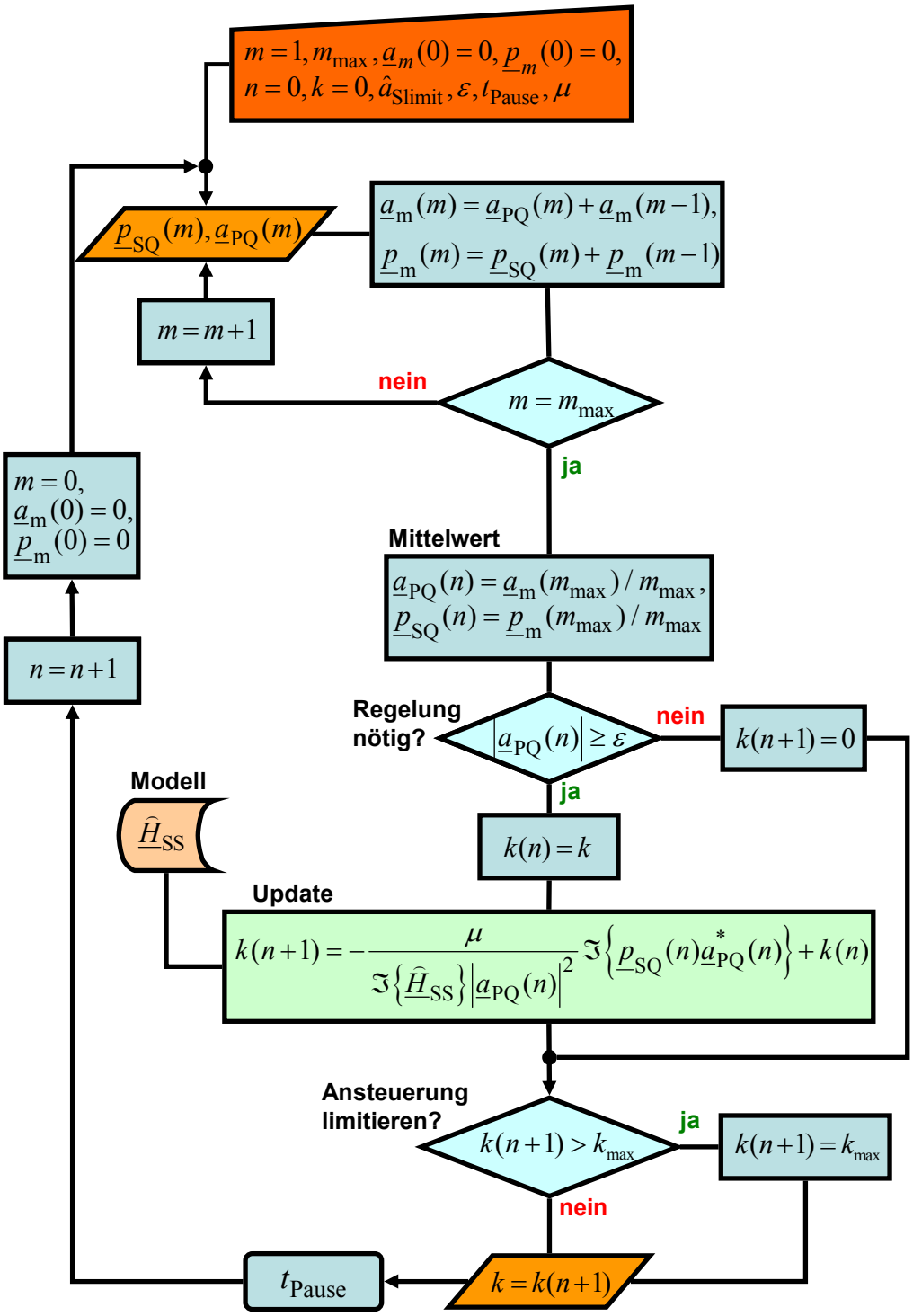


Abb. 4.4: Flussdiagramm für das Update des Verstärkungsfaktors k

4.2 Systemkalibrierung

Um die APM technisch zu realisieren, sind verschiedene Schritte für die Kalibrierung des Systems notwendig, siehe Abb. 4.5. Wandler, Verstärker, Filter und der verwendete Sekundärlautsprecher verändern die Phase und Amplitude des gemessenen Referenzsignals $a_{\mathrm{PQ}}(t)$. Verstärkt man das resultierende Ansteuerungssignal, so dass die Sekundärquelle keine Wirkleistung abgibt, wird nicht zwangsläufig die Gesamtabstrahlung minimiert, siehe dazu auch Abb. 3.14 und Abb. 3.18. Wenn die Oberfläche der Sekundärquelle gleich- oder gegenphasig zur Primärquelle schwingen soll, muss das Referenzsignal deshalb vorentzerrt sein.

Druck und Beschleunigung werden mit Sensoren unterschiedlicher Bauart gemessen. Diese haben in der Folge auch unterschiedliche Phasengänge. Darauf zurückzuführende Phasenfehler zwischen der gemessenen Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{PQ}}$ und dem Druck $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$ müssen kompensiert werden. Die Phasenlage dieser Größen hat unmittelbar Einfluss auf die Konvergenz des Reglers, vgl. (4.19). Für die Bestimmung der Phasenabweichung muss die tatsächliche Phasenlage der physikalischen Größen zueinander bekannt sein. Eine Möglichkeit ist der Einsatz baugleicher Quellen mit gegenphasiger gleich großer Ansteuerung. Ist der Abstand zwischen den Quellen klein, sind Beschleunigung und Druck auf der Strahleroberfläche annähernd gleichphasig, siehe Abb. 4.3.

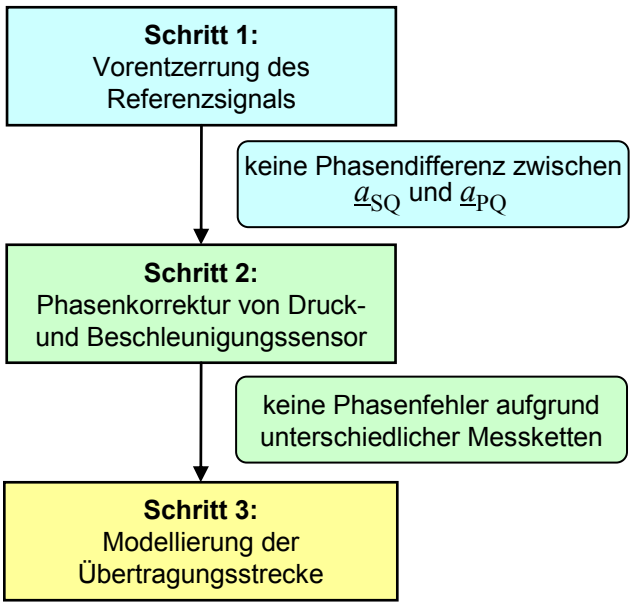


Abb. 4.5: Schritte der Systemkalibrierung

Im letzten Schritt wird, mit dem phasenkorrigierten Sensorpaar, das Modell der Übertragungszahl $\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}$ vermessen, vgl. Abb. 4.4. Nach der Systemkalibrierung sind die Voraussetzungen für den Einsatz des adaptiven Reglers geschaffen.

4.2.1 Vorentzerrung des Referenzsignals

Für die Realisierung der Vorentzerrung werden zwei baugleiche Beschleunigungssensoren benötigt. Für die hier beschriebene Methode wird vorausgesetzt, dass die Unterschiede im Phasengang der Sensoren vernachlässigbar sind. Werden Geber von geringer Fertigungsqualität verwendet, ist zusätzlich die Phasenabweichung zwischen den Aufnehmern zu bestimmen. Der Sensor für die Messung des Referenzsignals wird auf der Membran einer Referenzquelle (RQ) befestigt. Diese ist baugleich zu der verwendeten Sekundärquelle und wird im zweiten Schritt der Kalibrierung noch benötigt. Ein Sinusgenerator treibt die Referenzquelle an. Das an deren Oberfläche gemessene Signal $a_{\mathrm{RQ}}(t)$ läuft durch den Verstärker, Wandler sowie Hochpassfilter und wird in den Frequenzbereich mit einer DFT konvertiert, siehe dazu Abb. 4.6. Anschließend wird es in den Zeitbereich durch die IDFT überführt. Nach der Wandlung in ein analoges Signal mit anschließender Filterung und Verstärkung dient es als Eingangssignal der Sekundärquelle.

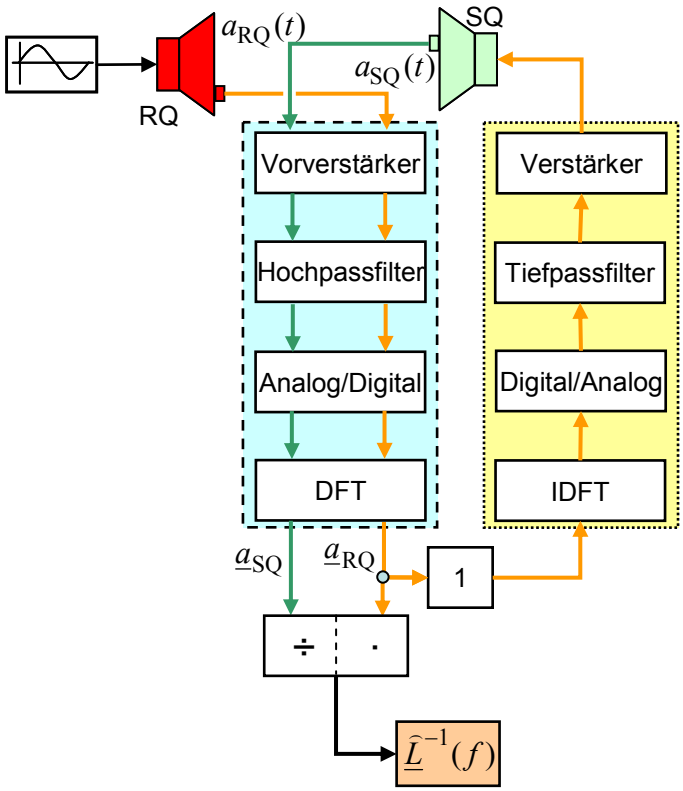


Abb. 4.6: Signalverlauf für die Bestimmung der Vorentzerrung des Referenzsignals

Der zweite Beschleunigungsaufnehmer misst dann die Membranbeschleunigung $a_{\mathrm{SQ}}(t)$ aufgrund des so generierten Ansteuerungssignals. Es gilt:

$$\underline{a}_{\mathrm{SQ}}(f) = \underline{L}(f)\,\underline{a}_{\mathrm{RQ}}(f). \tag{4.23}$$

Wird mit den gleichen Hardware-Komponenten bei einer beliebigen Primärquelle (Schnellerzeuger) die Beschleunigung $\underline{a}_{\mathrm{PQ}}$ mit dem Modell $\underline{\hat{L}}^{-1}$ im Frequenzbereich multipliziert, haben Primär- und Sekundärbeschleunigung die gleiche Phase und Amplitude, vgl. Abb. 4.7. Aufgrund der kausalen Abhängigkeit zwischen $a_{\mathrm{PQ}}(t)$ und $a_{\mathrm{SQ}}(t)$ ist diese Methode nur auf stationäre Problemstellungen anwendbar.

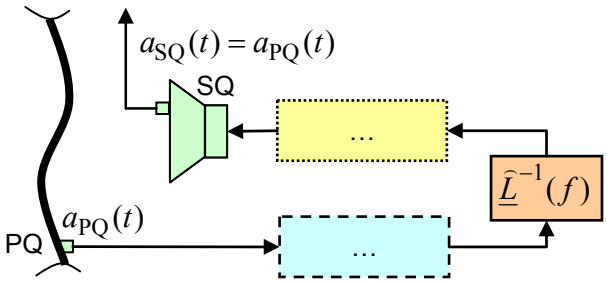


Abb. 4.7: Umsetzung der Vorentzerrung im Frequenzbereich

4.2.2 Phasenkorrektur zwischen Druck- und Beschleunigungssensor

In diesem Schritt werden die Phasengänge unterschiedlicher Sensoren miteinander abgeglichen. Die Anordnung für die Vorentzerrung des Referenzsignals wird mit einem Mikrofon für die Messung von $\underline{p}_{\mathrm{SQ}}$ erweitert. Die RQ und SQ sind dicht beieinander angeordnet. Die Bewegungen der Quellen werden mit der Vorentzerrung gegenphasig bei gleicher Amplitude eingestellt, vgl. Abb. 4.8. Unter der Annahme, dass unter diesen Umständen keine der Quellen Wirkleistung abstrahlt, sind Druck und Beschleunigung an der Sekundärquelle phasengleich, siehe dazu auch Abb. 4.3. Je höher die Frequenz und je kleiner damit die Wellenlänge ist, desto weniger wird diese Annahme erfüllt.

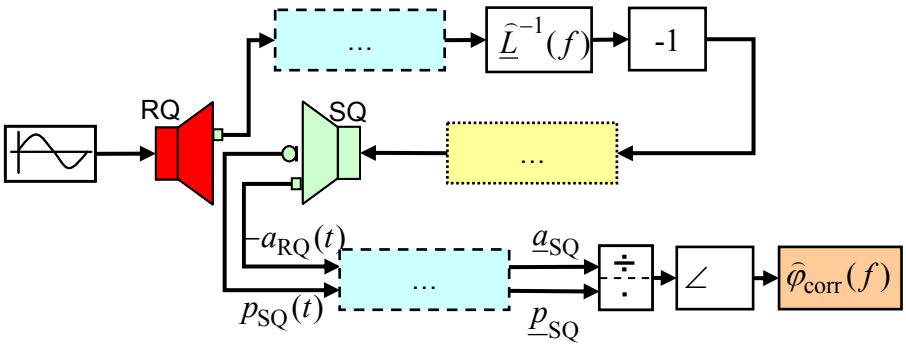


Abb. 4.8: Schaubild für die Bestimmung der Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Druckaufnehmer

Die modellierte Phasenkorrektur berechnet sich wie folgt:

$$\hat{\varphi}_{\mathrm{corr}}(f) = \varphi_{p\mathrm{S}}(f) - \varphi_{a\mathrm{S}}(f). \tag{4.24}$$

Das Drucksignal kann damit im Frequenzbereich angepasst werden, siehe auch Abb. 4.9.

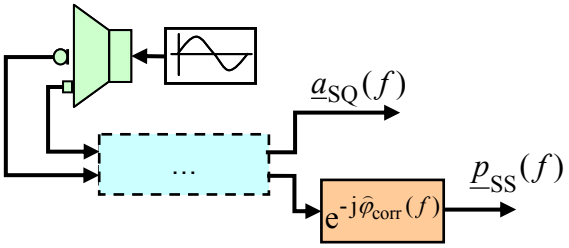


Abb. 4.9: Berücksichtigung der Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Drucksignal

Anschließend wird mit dem abgeglichenen Sensorpaar das Modell von $\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}$ vermessen. Der Signalgenerator steuert dazu die Sekundärquelle an, vgl. Abb. 4.9. Die Schätzung der Übertragungszahl wird im Frequenzbereich bestimmt durch:

$$\underline{\hat{H}}_{\mathrm{SS}}(f) = \frac{\underline{p}_{\mathrm{SS}}(f)}{\underline{a}_{\mathrm{SQ}}(f)}. \tag{4.25}$$

Nun sind alle Bedingungen für die Realisierung des Systems erfüllt. Abb. 4.10 zeigt das Prinzip des APM-Systems mit den Filtern, die durch die Kalibrierung modelliert werden.

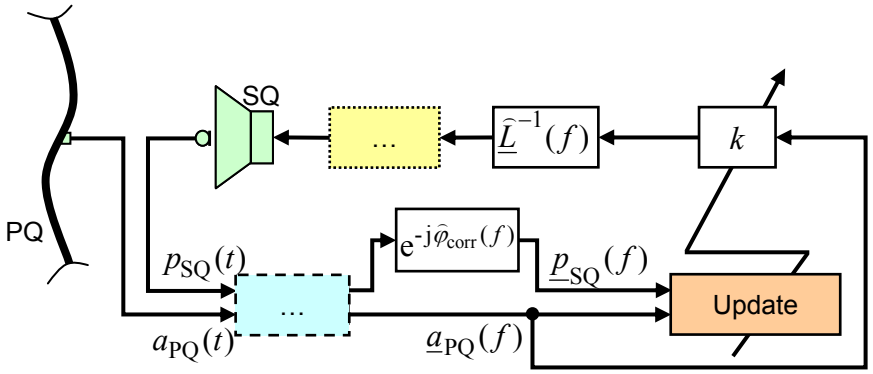


Abb. 4.10: Schaubild des APM-Systems

5 Experimenteller Nachweis

Um die Funktion und Leistungsfähigkeit des APM-Systems zu zeigen, werden die Resultate der Systemkalibrierung und die Ergebnisse der Lärmbekämpfung bei Kolbenstrahlern präsentiert. Die Beschreibung der Versuchsumgebung, der verwendeten Geräte und der gewählten Parameter steht am Anfang des Kapitels. Im Anschluss werden die Ergebnisse der Systemkalibrierung gezeigt. Die Funktionsweise des Reglers wird zuerst mit gleich großen Quellen getestet. Es folgt eine Erweiterung der Problemstellung auf den Einsatz bei einer Primärquelle mit größerer Membranfläche.

5.1 Versuchsumgebung und verwendete Komponenten

Alle Untersuchungen finden im ANR-Labor (Abk. für **A**ctive **N**oise **R**eduction) der **H**elmut-**S**chmidt-**U**niversität/Universität der Bundeswehr **H**amburg (HSU-HH) statt. Die räumlichen Dimensionen und die Beschaffenheit der Wände, die das akustische Verhalten des Raumes vornehmlich bestimmen, sind in Abb. 5.1 dargestellt.

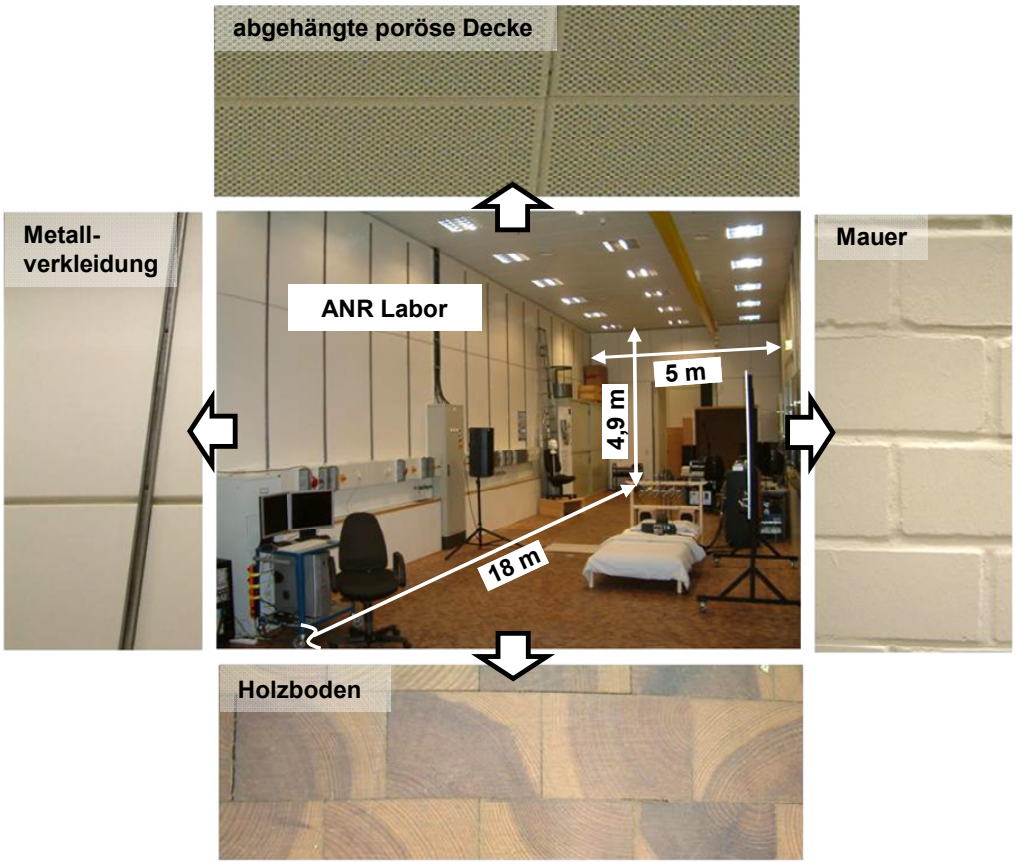


Abb. 5.1: Abmaße und Beschaffenheit des ANR-Labors and der HSU-HH

Das Labor hat ein Volumen von rund 400 m^3. Die gemessene Nachhallzeit beträgt im relevanten Frequenzbereich 0,6 s und entspricht damit ungefähr der eines gut möblierten Wohnzimmers. Zum Vergleich ist die Nachhallzeit in einer Kirche mit 5 s verhältnismäßig lang [Kuttruff 04]. Besonders die abgehängten porösen Decken tragen zur Dämpfung von Schallfeldern im Labor bei. Sie sollen darüberliegende Büro- und Laborräume vor Lärmbelästigung bewahren. Ansonsten können alle anderen begrenzenden Flächen wie Wände und Boden näherungsweise als schallhart betrachtet werden.

Tabelle 5-1 zeigt die für die Realisierung der APM-Methode benötigten Geräte. Für die praktische Umsetzung der vorgestellten Methode werden für die Messung von Druck und Beschleunigung hochwertige Sensoren der Firma Brüel&Kjær genutzt. Damit ist die Phasentreue der Aufnehmer sichergestellt. Für die notwendige Hochpassfilterung und weitere Verstärkung der Messsignale wird ebenfalls ein Modell der Firma Brüel&Kjær verwendet. Die Implementierung des Reglers und der erforderlichen Hin- und Rücktransformation in den Frequenzbereich findet auf einem System für schnelle Prototypentwicklung der Firma dSPACE statt. Die Wandlung der Signale aus dem analogen in den digitalen Bereich und umgekehrt wird auf dem gleichen System mit einer Auflösung von 16 Bit ausgeführt. Die Software-Anwendungen MATLAB und SIMULINK kommen für die Programmierung zum Einsatz. Das vom dSPACE-System berechnete Ansteuerungssignal wird durch einen KEMO-Tiefpassfilter und einen Verstärker der Marke IMG Stage Line auf die Sekundärquelle gegeben.

Tabelle 5-1: Verwendete Hardware-Komponenten für das APM-System

Verwendung	**Hersteller**	**Modell**
Mikrofon, Vorverstärker	Brüel&Kjær	4188
Beschleunigungsaufnehmer	Brüel&Kjær	4517
Hochpassfilter, Verstärker	Brüel&Kjær	2694
Power PC Prozessor, 16 Bit A/D- und D/A-Wandler	dSPACE	1103 (400 MHz)
Tiefpassfilter	KEMO	VBF 8
Verstärker (200 Watt)	IMG Stage Line	STA- 102 PA
Sekundärquelle(Treiber)	Eighteensound	6ND430

Für die A/D-Wandlung wird eine Abtastfrequenz von 2048 Hz gewählt. Bei einer Anregung von 315 Hz stehen mehr als 6 Abtastwerte pro Wellenlänge für die Berechnung der Fourier-Transformierten zur Verfügung. Um eine Auflösung der DFT von einem Hz zu erhalten, beinhaltet das Analysefenster die letzten 2048 diskreten Abtastwerte. Für die Vermeidung von Amplitudenfehlern durch die Fourier-Transformation werden die Werte nach Hamming gewichtet und die Analysefenster der DFT um die Hälfte über-

lappt, dass heisst nach 1024 Abtastwerten wird eine DFT neu berechnet. Die gewählten Parameter für die Fourier-Transformation sind in Tabelle 5-2 zusammengefasst. Weiterführende Erläuterungen zum Thema DFT und IDFT finden sich zum Beispiel in [Hesselmann 83].

Tabelle 5-2: Parameter der Fourier-Transformation

Abtastfrequenz	2048 Hz
Fensterlänge DFT	2048
Gewichtungsfunktion	Hamming-Fenster
Fensterüberlappung	1024
Frequenzauflösung	1 Hz

5.2 Systemkalibrierung

Die Hardware-Komponenten werden, wie in Abb. 4.6 gezeigt, für die Systemkalibrierung miteinander verbunden. Für das schrittweise durchzuführende Verfahren wird mit zwei baugleichen Quellen gearbeitet, siehe Abb. 5.2. Umrüstungen während der Kalibrierung sind nicht notwendig. Auf der Strahlermittelachse der Referenzquelle wird der Beschleunigungssensor für die Messung von $a_{\mathrm{RQ}}(t)$ befestigt. Ein weiterer Aufnehmer dient zur Messung der Sekundärbeschleunigung $a_{\mathrm{SQ}}(t)$. Das benötigte Mikrofon ist mittels eines selbstgebauten Halters dicht vor der Membran der SQ angebracht. Die Kalibrierung wird für alle Terzmittenfrequenzen im Bereich von 80 bis 315 Hz durchgeführt. Der Abstand beider Lautsprecher entspricht mit 0,15 m ungefähr einem Sechstel der kleinsten angeregten Wellenlänge.

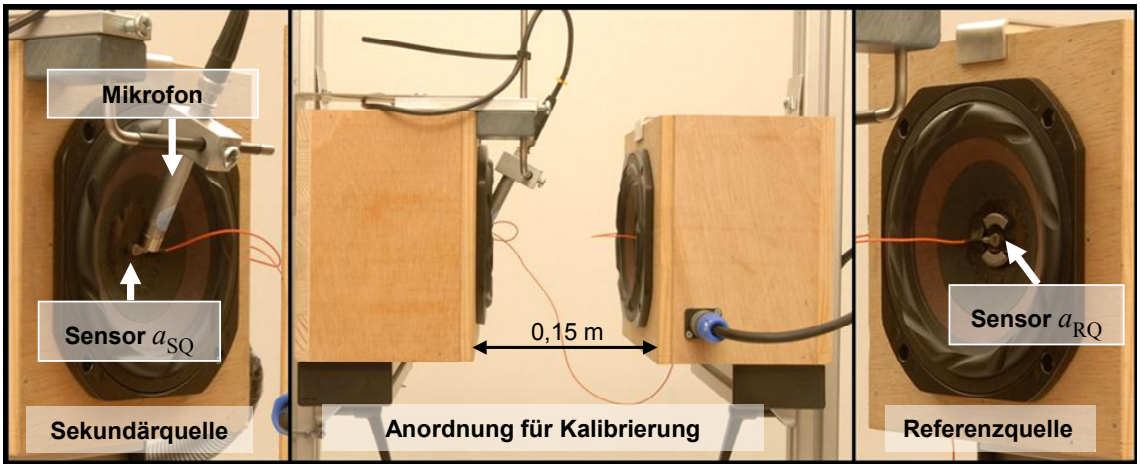


Abb. 5.2: Aufbau der Systemkomponenten für die Kalibrierung

5.2.1 Vorentzerrung des Referenzsignals

Im ersten Schritt der Kalibrierung wird die Übertragungszahl $\underline{\hat{L}}^{-1}(f)$ bestimmt, um damit das Referenzsignal im Frequenzbereich so zu filtern, dass Phase und Amplitude zwischen $a_{\mathrm{RQ}}(t)$ und $a_{\mathrm{SQ}}(t)$ gleich sind. Aufgrund der hochwertigen Sensoren ist der Phasengang beider Aufnehmer annähernd gleich.

Abb. 5.3 zeigt den Amplitudengang von $\underline{\hat{L}}^{-1}(f)$ für die Terzmittenfrequenzen. Mit der Vorentzerrung wird die Signalstärke bei 80 Hz auf rund 60% und bei 315 Hz auf ungefähr 20% der Eingangsamplitude reduziert. Dabei ist zu beachten, dass die Amplitude des Referenzsignals $a_{\mathrm{RQ}}(t)$ (später a_{PQ}) durch den Messverstärker und den Lautsprecherverstärker vergrößert wird. Der in Abb. 5.3 gezeigte Verlauf entspricht qualitativ dem horizontal gespiegelten Amplitudengang des verwendeten Lautsprechers. Für diese Interpretation muss bei den anderen Hardware-Komponenten ein für die Frequenzen gleichbleibendes Systemverhalten voraussetzt werden.

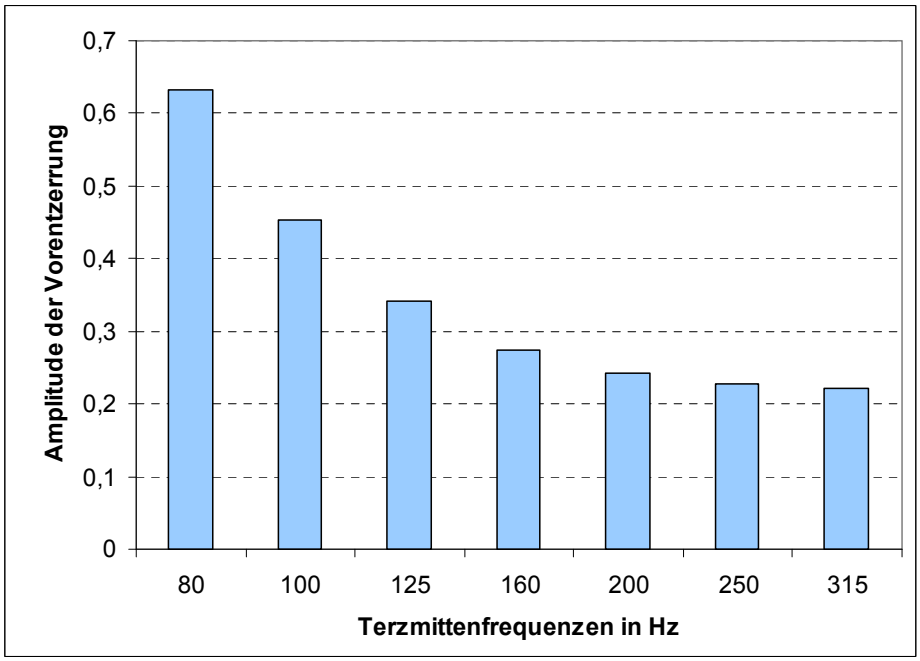


Abb. 5.3: Amplitudengang der Vorentzerrung für die Terzmittenfrequenzen

Der in Abb. 5.4 präsentierte Phasengang zeigt eine notwendige Verschiebung von rund -100° bei 80 Hz und beinahe 100° bei 315 Hz. Würde man also das gemessene Referenzsignal $a_{\mathrm{RQ}}(t)$ bei 80 Hz verstärken, wandeln, transformieren und so weiter, hätte das resultierende Beschleunigungssignal $a_{\mathrm{SQ}}(t)$ ohne Vorentzerrung eine Phasenverschiebung $\Delta\varphi$ von:

$$\Delta\varphi = 100° + c \cdot 360° \,\mathrm{mit}\, c \in \mathbb{N}. \tag{5.1}$$

Die Messergebnisse zeigen, dass die Vorentzerrung für die nötige Gleich- oder Gegenphasigkeit der Quellen erforderlich ist.

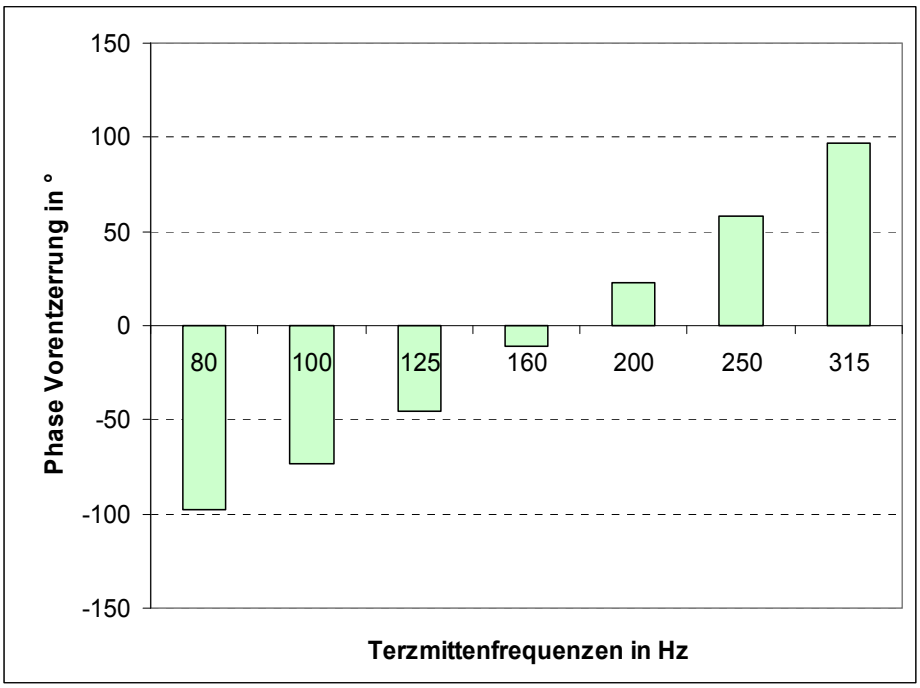


Abb. 5.4: Phasengang der Vorentzerrung für die Terzmittenfrequenzen

5.2.2 Phasenkorrektur der Sensorsignale

Im nächsten Schritt wird der Phasenunterschied zwischen Beschleunigungsaufnehmer und Mikrofon bestimmt. Ein Signalgenerator steuert die Referenzquelle harmonisch an. Das Referenzsignal wird mit dem Verstärkungsfaktor $k = -1$ um 180° gedreht und ebenfalls auf die Sekundärquelle gegeben, siehe Abb. 4.8. Die Quellen sind nun gegenphasig mit gleicher Amplitude. Dies ist immer gewährleistet, solange sich die Einstellungen von Mess- und Lautsprecherverstärker gegenüber der Bestimmung der Vorentzerrung nicht verändert haben. Es wird postuliert, dass beim vorgestellten Messaufbau die Beschleunigung und der Druck auf der Strahlermittelachse der SQ phasengleich sind, siehe auch Abb. 4.3. Die dafür notwendige Phasenkorrektur des Drucksignals zeigt Abb. 5.5. Sie beträgt -4° bei 80 Hz und steigt stetig bis 4° bei 315 Hz an. Dies ist vor allem durch bauliche Unterschiede der Sensoren und dem Abstand des Drucksensors zur Membranoberfläche bedingt, vgl. Abb. 5.2. Grund für Letzteres ist die technische Umsetzung der Mikrofonhalterung.

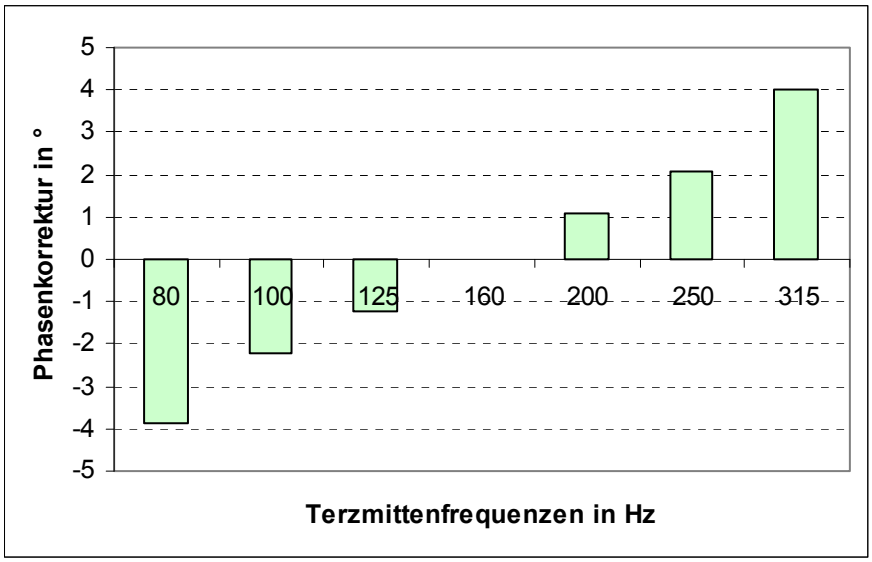


Abb. 5.5: Phasenkorrektur zwischen Beschleunigungs- und Drucksensor für die Terzmittenfrequenzen

Obwohl die Phasenkorrektur für sich genommen klein ist, hat sie einen großen Einfluss. In Abb. 5.6 wird abhängig vom Verstärkungsfaktor k des Referenzsignals der Verlauf der aktiven Intensität I_{aS} auf der Strahlermittelachse vor der Sekundärquelle mit (m. K.) und ohne Korrektur (o. K.) bei eingeschalteter Referenzquelle dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit werden die Graphen mit dem Betrag ihres Minimums normiert. Zu sehen ist, dass bei 80 Hz ohne die notwendige Filterung der Verlauf weder eine nach oben geöffnete Parabel ist, noch die Achse in der Nähe von $k = -1$ schneidet, siehe auch Abb. 4.2. Ohne Korrektur würde man mit Reduzierung des Verstärkungsfaktors aufgrund der gemessenen Intensität I_{aS} zu dem Schluss kommen, dass die Sekundärquelle immer mehr Wirkleistung absorbiert und keine Nullstelle finden. Dies widerspricht den tatsächlichen physikalischen Begebenheiten. Mit Korrektur zeigt die Kostenfunktion für 80 Hz den erwarteten Verlauf. Außerdem ist auffällig, dass auch die korrigierten Graphen das Koordinatensystem nicht im Ursprung schneiden, was eigentlich bei einem Verstärkungsfaktor von $k = 0$ der Fall sein sollte. Die Membranbeschleunigung müsste ebenfalls null sein und infolge dessen wird keine Wirkleistung abgestrahlt. Die Ursache hierfür liegt in der Kopplung von Referenz- und Sekundärquelle über die Luft. Durch den Druckverlauf auf SQ infolge RQ wird die Membran zum Schwingen angeregt. Der Lautsprecher, vereinfacht als Feder-Dämpfer-System betrachtet, absorbiert daraufhin Energie aus dem Schallfeld.

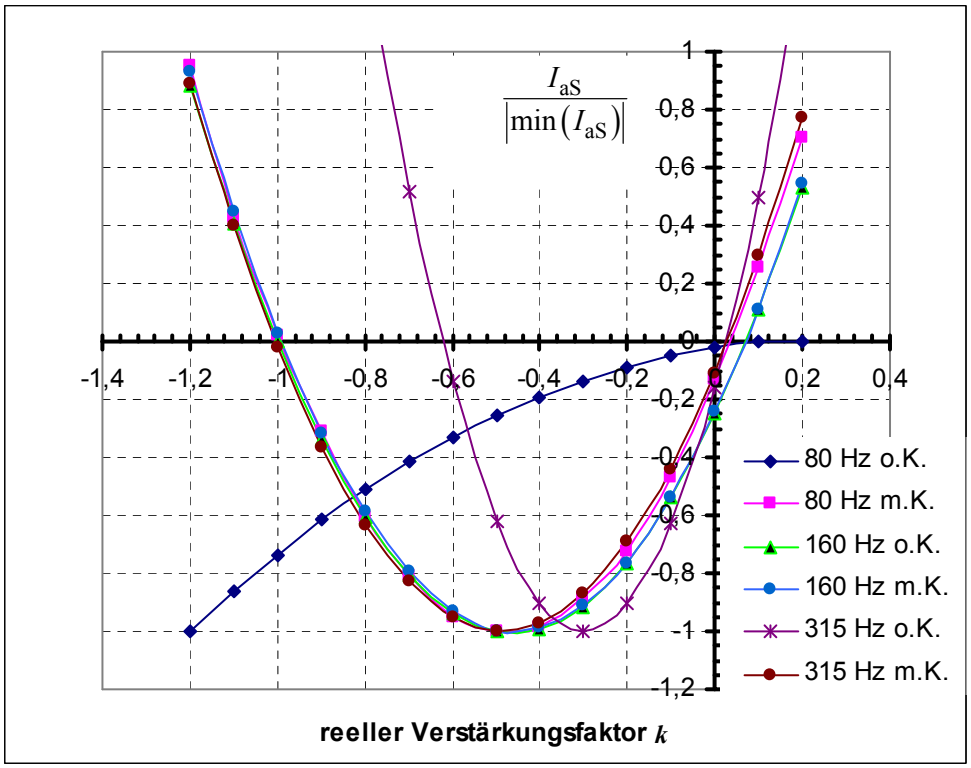


Abb. 5.6: Normierter Verlauf der aktiven Intensität vor SQ mit und ohne Phasenkorrektur für ausgewählte Frequenzen

5.2.3 Modellierung der Übertragungsstrecke $\underline{H}_{SS}$

Erst nachdem die Vorentzerrung und die Phasenkorrektur statt gefunden haben, kann die Modellierung der Übertragungsstrecke $\underline{H}_{SS}$ durchgeführt werden. Abb. 5.7 zeigt die Amplitude von $\underline{\hat{H}}_{SS}$ für die Terzmittenfrequenzen. Der Verlauf ist mit Änderung der Frequenz nur kleineren Schwankungen (<5 %) unterworfen. Der Mittelwert liegt bei 0,0566 kg/m^2. Das Verhältnis zwischen Oberflächenbeschleunigung und die daraus resultierende Druckamplitude auf der Strahlermittelachse bleibt bei verschiedenen Frequenzen fast konstant. Die Phase der Übertragungsstrecke ist in Abb. 5.8 dargestellt. Der Winkel der entsprechenden Impedanz $\underline{Z}_{SS}$ ist zu $\underline{H}_{SS}$ 90°-phasenverschoben, siehe (4.20) und Abb. 4.3. Unter der Annahme, dass $\underline{Z}_{SS}$ phasengleich zur Strahlungsimpedanz $\underline{Z}_{rS}$ ist, bestätigt die Messung die rechnerischen Ergebnisse aus der FE-Simulation. Addiert man den Phasenwinkel von $\underline{\hat{H}}_{SS}$ mit 90° liegen die Messergebnisse in einer ähnlichen Größenordnung wie die in Abb. 3.8. Davon abweichend ist der Winkel bei 80 Hz zu klein. In weiterführenden Arbeiten wäre zu untersuchen, ob dies physikalisch, im Versuchsaufbau oder in der Systemkalibrierung begründet ist. Der Betrag von $\Im\{\underline{\hat{H}}_{SS}\}$ wird bei 80 Hz wegen der Phase ebenfalls klein. Sollte dies nicht mit den tatsächlichen physikalischen Gegebenheiten übereinstimmen, kann die Regelung durch Anpassung der Schrittweite μ trotzdem zur optimalen Lösung konvergieren, solange

$\Im\{\underline{\hat{H}}_{SS}\}$ das richtige Vorzeichen hat. Ist das nicht der Fall wird die Regelung instabil, weil sich der Verstärkungsfaktor in die falsche Richtung ändert, vgl. (4.16) und Abb. 5.6.

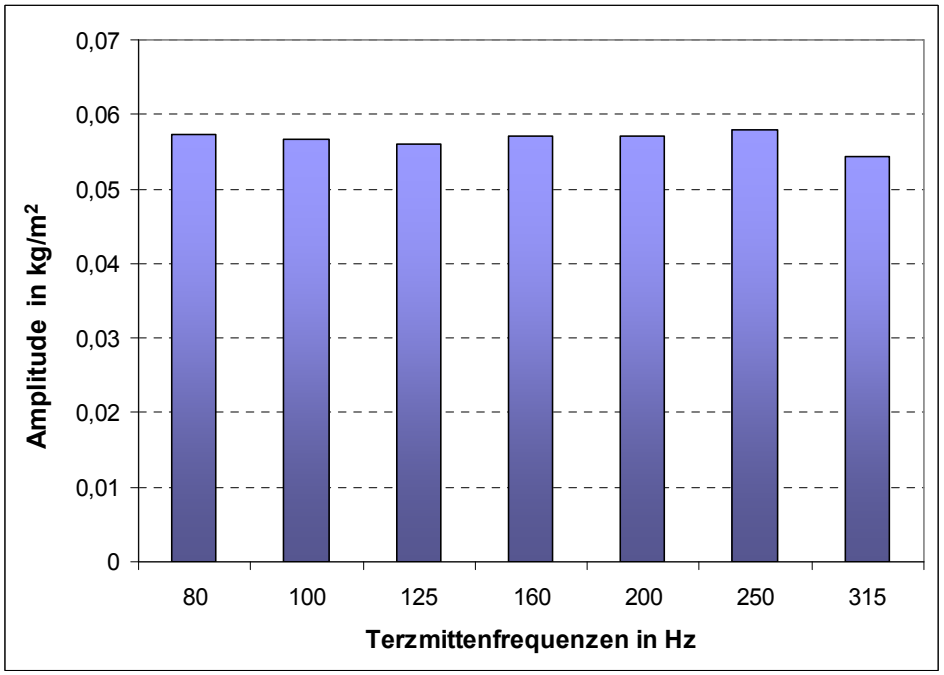


Abb. 5.7: Gemessene Amplitude des Übertragungsstreckenmodells $\underline{\hat{H}}_{SS}$ für die Terzmittenfrequenzen

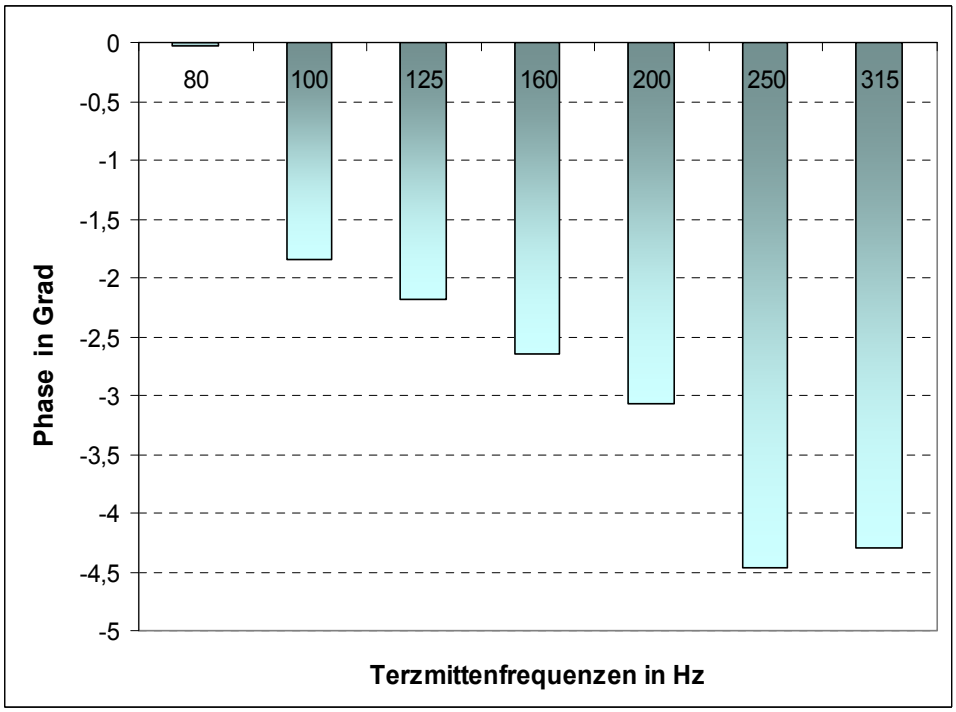


Abb. 5.8: Gemessene Phase des Übertragungsstreckenmodells $\underline{\hat{H}}_{SS}$ für die Terzmittenfrequenzen

5.3 Adaptive Regelung mit Kolbenstrahlern gleicher Membran-fläche

Die einfachste Art den Funktionsnachweis für den Regler zu führen, ist die Verwendung der Referenzquelle als primäre Lärmursache. Sie wird mit 80 Hz, 160 Hz und 315 Hz angeregt. Die in Tabelle 5-3 aufgeführten Parameter werden für die APM eingestellt. Der Messaufbau für die Überprüfung des Regelerfolges und die erzielten Ergebnisse für diese Problemstellung sind Gegenstand der folgenden Abschnitte.

Tabelle 5-3: Gewählte Reglerparameter

Parameter	**Wert**
μ	0,05
$m_{\max}$	10
t_{Pause}	5 s
ε	20 m/s^2
$\hat{a}_{\text{SLimit}}$	450 m/s^2

5.3.1 Messaufbau

Der Aufbau für das Experiment mit zwei baugleichen Quellen bleibt gegenüber der Kalibrierung unverändert. Zusätzlich wird eine horizontale Messebene eingeführt, die durch die Strahlermittelachsen geht. In dieser Ebene wird die aktive Intensität außerhalb der Quellen gemessen, um ein Maß für die in den Raum abgestrahlte Leistung des Quellenpaares zu erhalten. Da die Intensität eine vektorielle Größe ist, muss für deren Messung die Richtung vorgegeben werden. Abb. 5.9 zeigt die Lage der gewählten Messpunkte und der Quellen. Ausgehend von zwei Kreisen, die sich gegenseitig im Mittelpunkt berühren, und zwei Geraden, die für beide Kreise eine Tangente bilden, kann die Linie der Messpunkte konstruiert werden. Die Intensität wird senkrecht auf diesen Umriss gemessen. Die 16 Messpunkte haben einen Abstand von rund 0,2 m zueinander.

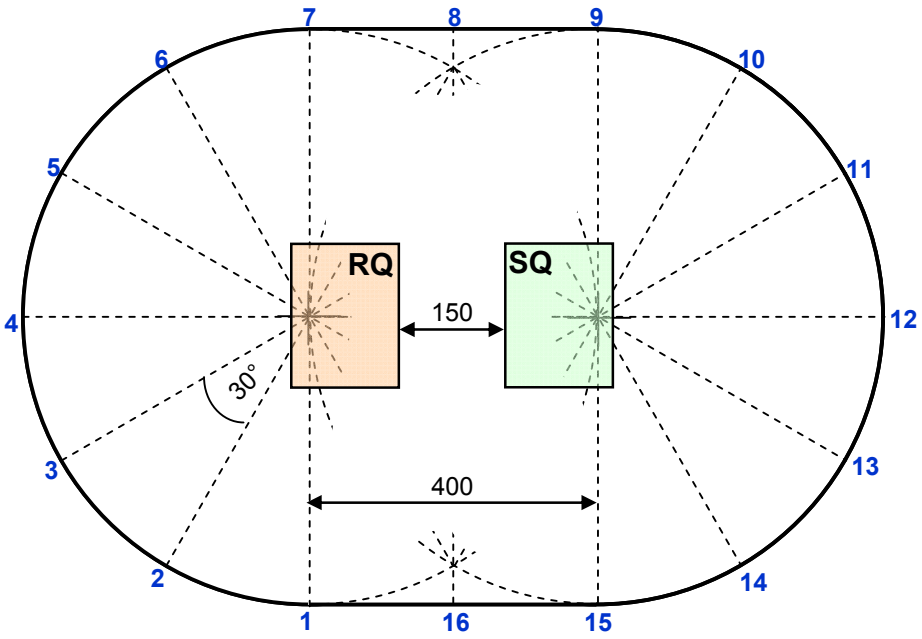


Abb. 5.9: Messpunkte und Messebene für die Intensitäts- und Druckmessung

Durch diese Art der Kartierung wird sichergestellt, dass die Richtung der Intensitätssonde ungefähr mit der erwarteten Richtung der maximalen Intensitätskomponente übereinstimmt. Die geometrische Form ist ein Kompromiss zwischen der Richtungsabhängigkeit der Intensität und der Nähe zu den Lautsprechern. Ein Kreis, der die Quellen umschließt, wäre ebenfalls denkbar. Allerdings hätte die Intensitätssonde aufgrund des zu wählenden Durchmessers quer zu dem Quellenpaar einen Abstand, bei dem die gemessenen physikalischen Größen eher auf das akustische Verhalten des Raumes zurückzuführen sind als auf die Abstrahlcharakteristik der Lautsprecher.

Als Sensor kommt eine Sonde der Firma Brüel&Kjær zum Einsatz, welche an einen PULSE-Analysator angeschlossen ist. Sie arbeitet mit der Zweimikrofonmethode. Aus der Messung zweier Drücke entlang einer Linie wird der Druckgradient bestimmt und daraus durch zeitliche Integration die Schnellekomponente in dieser Richtung. Aus dem gemittelten Druck und der Schnelle wird die Intensität für ein festgelegtes Frequenzband berechnet. Die technische Umsetzung des Messaufbaus mit der räumlichen Anordnung der Lautsprecher und die Halterung für die Intensitätssonde sind in Abb. 5.10 dargestellt. Die Schallquellen werden mittig innerhalb der Messpunkte aufgestellt. Die Intensitätssonde wird für die Aufnahme per Hand von Punkt zu Punkt gesetzt, als Orientierungshilfe dient eine auf dem Boden aufgebrachte Messkarte.

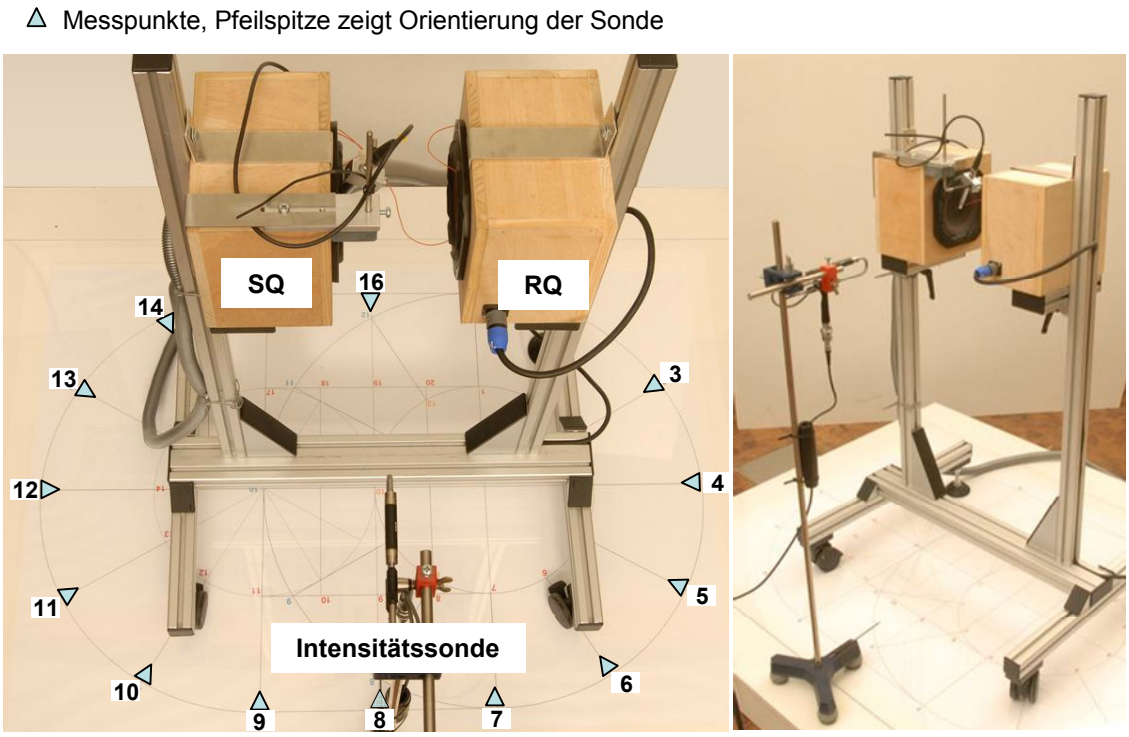


Abb. 5.10: Messaufbau und Apparatur für die Intensitätsmessung

5.3.2 Messergebnisse und Folgerungen

Um einen ersten Eindruck über die Wirksamkeit der Methode zu erhalten, werden die gemittelte Intensität und der energetisch gemittelte Schalldruck über die Messpunkte ohne und mit Regelung verglichen, siehe Abb. 5.11. Für die Erläuterung der energetischen Mittelung sei auf [Henn 84] verwiesen. Der Intensitätspegel wird maximal um 36 dB bei 160 Hz und minimal um 15 dB bei 315 Hz gesenkt. Die erzielte Reduktion bei 80 Hz beträgt 30 dB. Der Regelungserfolg bei den tieferen Frequenzen ist sehr hoch. Im linearen Bereich betrachtet, ist die mittlere aktive Intensität auf ungefähr ein Tausendstel des Ursprungswertes gesunken. Dass für höhere Frequenzen geringere Reduktionen gemessen werden, erklärt sich unter anderem aus der immer höheren Ungenauigkeit der Kalibrierung und aus dem physikalisch Möglichen. Je weiter die Quellen im Verhältnis zur Wellenlänge voneinander entfernt sind, desto weniger kann die Sekundärquelle den Wirkwiderstand der Primärquelle beeinflussen. Die mögliche Kopplung über Raummoden ist hiervon ausgenommen.

Der gemittelte Schalldruck wird für die tiefen Frequenzen um jeweils 22 dB und bei 315 Hz um immerhin 14 dB gesenkt. Damit ist die Regelung durch das menschliche Gehör sehr deutlich wahrnehmbar. Allerdings fällt die Reduktion geringer aus als bei den Intensitätspegeln. Eine Ursache ist die Existenz einer reaktiven Schallfeldkomponente, deren örtlicher Verlauf nicht aus dem Wirkanteil der Intensität abgeleitet werden

kann. Es muss weiterhin bedacht werden, dass nur ein kleiner Teil des Schallfeldes vermessen und eine richtungsabhängige Intensitätskomponente erfasst wird.

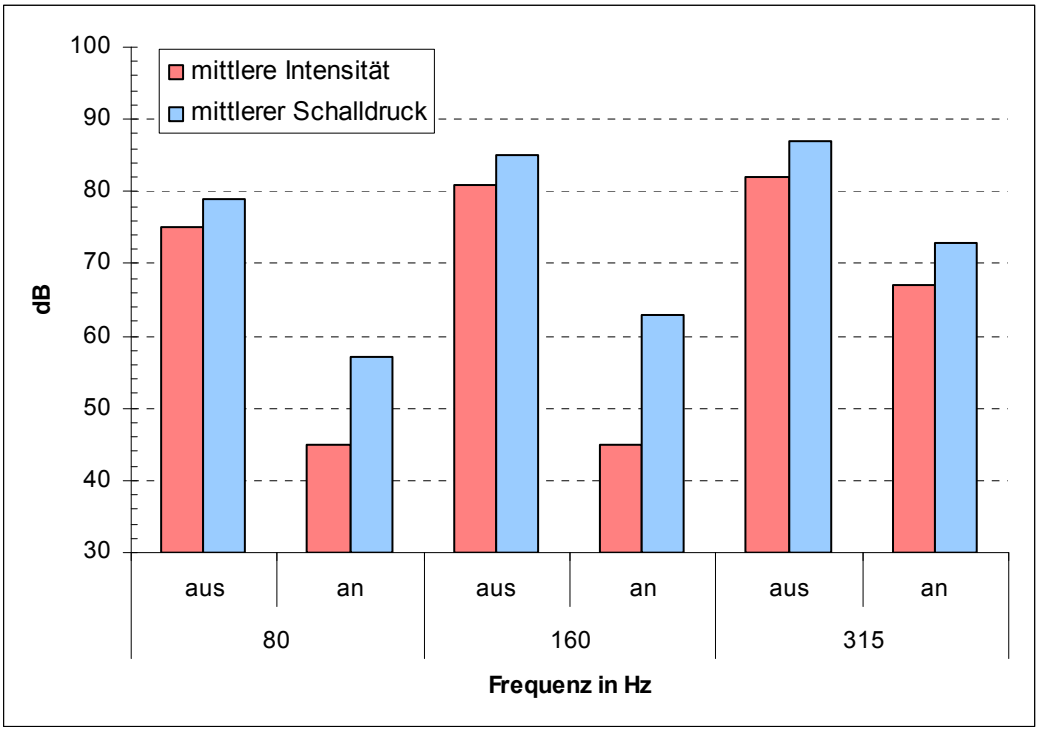


Abb. 5.11: Mittlere(r) Intensität und Schalldruck für die APM bei baugleichen Quellen

Eine weitere Möglichkeit der Auswertung besteht in der grafischen Darstellung der Intensitätsverteilung. Der PULSE-Analysator stellt sie automatisch zur Verfügung. Der Verlauf wird, horizontal zwischen den 16 Messpunkten und in vertikaler Richtung nach oben und unten, an mehreren Stützstellen interpoliert. Die Intensitätsverteilung ist für eine Anregungsfrequenz von 160 Hz in Abb. 5.12 gezeigt. Im oberen Teil ist der Blick auf das Quellenpaar für den jeweiligen Messpunkt visualisiert. Darunter wird die aktive Intensität für den unkontrollierten Fall dargestellt. Es folgt die Verteilung bei konvergierter APM. Die darunter gezeigte Farbskala gibt Aufschluss über Richtung und Betrag der gemessenen Intensitätskomponente. Positiv bedeutet einen Energietransport von den Quellen in den Raum hinein. Negative Werte besagen, dass Energie über die Linie der Messpunkte zu den Quellen transportiert wird, nicht zu verwechseln mit negativen Dezibel aufgrund von Beträgen kleiner als die Bezugsintensität ($10^{-12}\mathrm{Wm}^{-2}$). Bei eingeschalteter Lärmquelle ist zu erkennen, dass der Energietransport nur in Richtung des Raumes erfolgt. Die Bereiche querab von der Lautsprecheranordnung weisen dabei den höchsten Betrag auf, speziell die Messpunkte 8,15 und 16. Dies ist unter anderem in ihrem geringen Abstand zur Strahleroberfläche und in der ungehinderten Schallausbreitung in diese Richtung begründet. Der Bereich geringster aktiver Intensität befindet sich hinter der Lärmquelle. Dies ist auf die Abstrahlcharakteristik des verwendeten Lautsprechers zurückführbar, dessen Membran strahlt vorwiegend nach vorne ab.

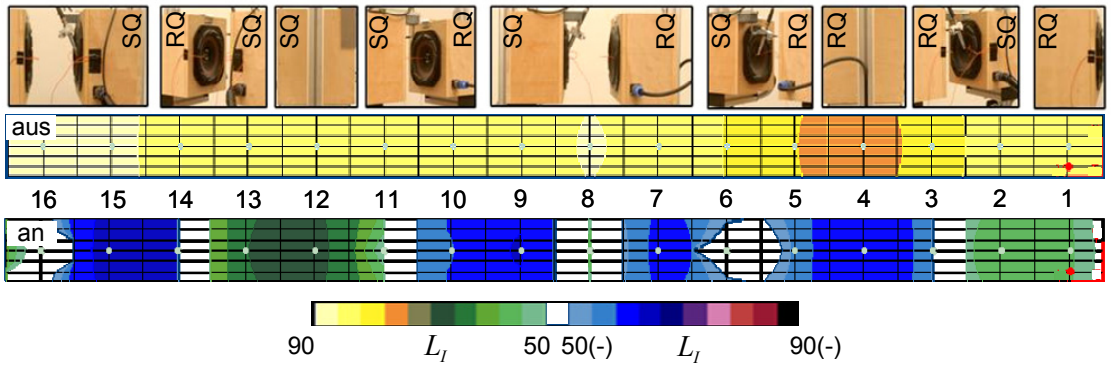


Abb. 5.12: Intensitätsverteilung in der Messebene für die APM mit gleichen Strahlern bei 160 Hz

Mit konvergiertem Regler treten in der Intensitätsverteilung Gebiete mit absorbierenden und abstrahlenden Eigenschaften auf. Da keine anderen Schallquellen im Raum vorhanden sind, muss die absorbierte Energie über einen abstrahlenden Bereich um die Lautsprecher zuerst in den Raum gelangt sein. Dieser kann auch außerhalb der Messebene liegen. Außerdem könnte auch eine Quelle Energie abstrahlen, während die andere absorbiert. Dies würde bedeuten, dass die Regelung innerhalb der gemachten Annahmen sehr gute Resultate liefert, tatsächlich aber die optimale Lösung verfehlt wird.

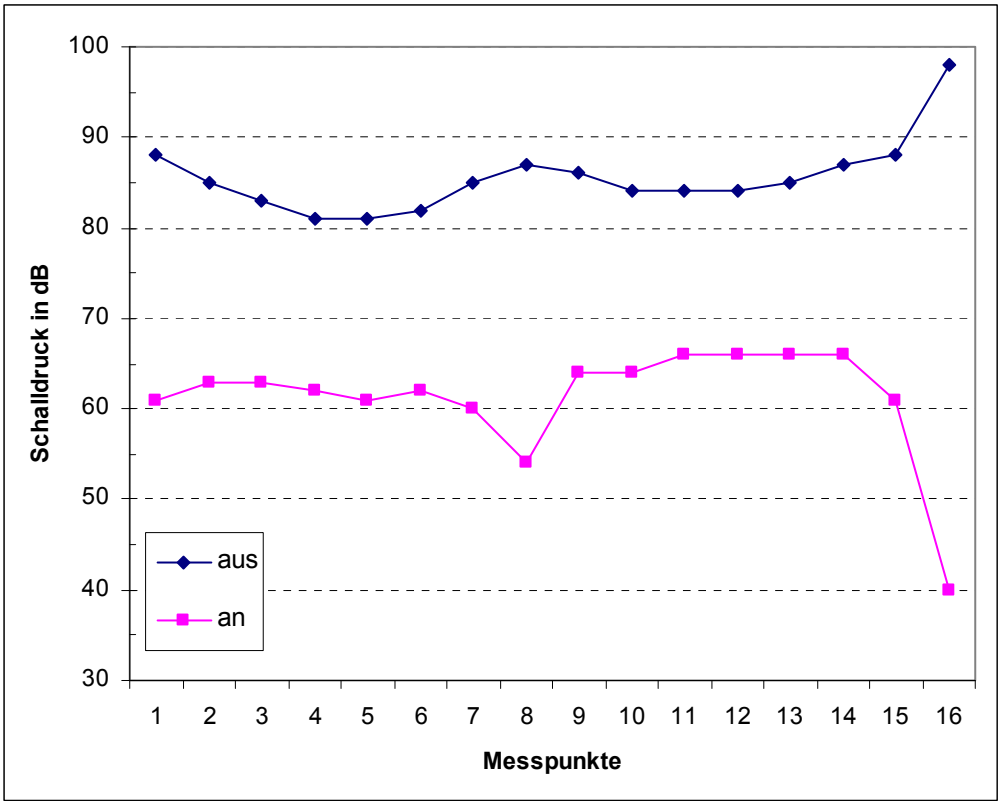


Abb. 5.13: Schalldruckpegel an den Messpunkten für die APM mit baugleichen Quellen bei 160 Hz

Zusätzlich zu der Intensitätsverteilung ist der Verlauf des Schalldruckes an den Messpunkten für 160 Hz in Abb. 5.13 präsentiert. Deutlich wird, dass die Druckreduktionen im Messgebiet relativ gleichmäßig erfolgt sind, wie bei einer erfolgreichen Reduktion der Gesamtabstrahlung erwartet werden kann. Die Messpunkte 8 und 16 sind davon ausgenommen. Der Grund liegt in der Ausbildung einer Knotenlinie, im Raum eigentlich eine senkrechte Knotenebene, zwischen den Quellen. Gleiches ist, bei den exemplarischen FE-Berechnungen in Abb. 2.4 und Abb. 3.16 zu sehen. Die Punkte der Knotenlinie haben den gleichen Abstand zu beiden Quellen. Demzufolge löschen sich die Drücke entlang dieser Linie bei gegenphasiger Ansteuerung der baugleichen Lautsprecher aus. Dieser Effekt kann aber nur in der Nähe der Quellen gemessen werden, da ansonsten das Schallfeld durch die Ausprägung der angeregten Raummoden im Labor dominiert wird. Die unterschiedlichen Reduktionen an den Messpunkten 8 und 16 weisen bereits auf einen Einfluss der Raummoden hin. Im Gegensatz dazu wird der Schalldruckpegel am Fehlermikrofon, welches direkt auf die Strahleroberfläche gerichtet ist, bei eingeschalteter Regelung um 10 dB erhöht, siehe Abb. 5.14. Das entspricht einer Verdreifachung der Druckamplitude im linearen Bereich. Bei gleichzeitiger Reduktion der Wirkleistung wird also die Blindleistung erhöht, was sich in einer Erhöhung der Druckamplitude vor der SQ niederschlägt, vgl. dazu auch Abb. 4.3.

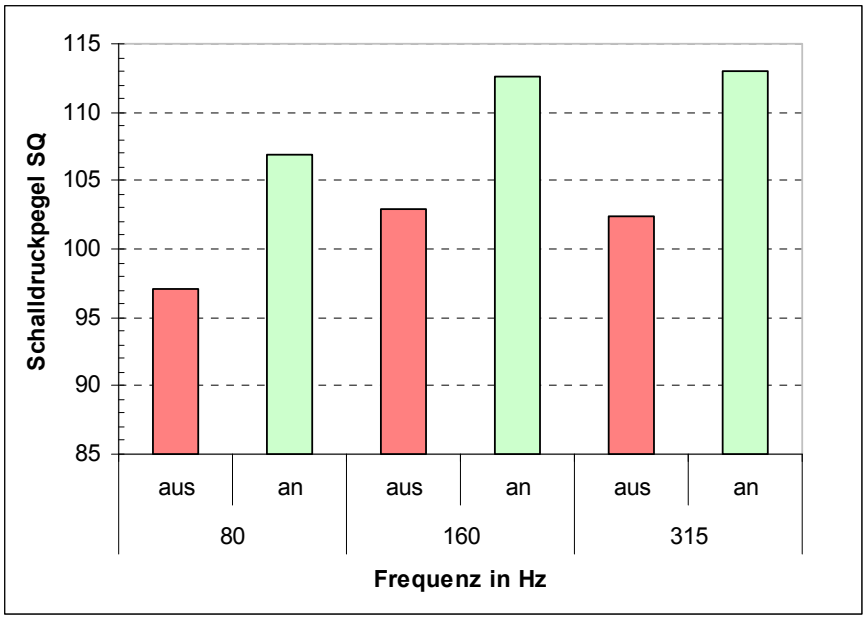


Abb. 5.14: Schalldruckpegel am Fehlermikrofon für die APM mit baugleichen Quellen

Abschließend kann festgestellt werden, dass für diesen Versuch die Regelung nachvollziehbare und äußerst zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Die implementierte Adaptive Power Minimization führt zu einer reduzierten Gesamtabstrahlung und damit zu einer globalen Lärmreduktion. Die Wirksamkeit der Methode wird nachgewiesen. Als maximal mögliche Reduktion der abgestrahlten Schallleistung mit der verwendeten Kalibrie-

rung werden aufgrund der Messergebnisse ungefähr 30 dB für tiefe und 15 dB für höhere Frequenzen angenommen. Nun muss durch die Anwendung auf andere Problemstellungen die Verwendbarkeit auch bei unterschiedlichen Schallquellen gezeigt werden.

5.4 Adaptive Regelung mit Kolbenstrahlern ungleicher Membranfläche

Für eine weitere Überprüfung der Funktionalität wird ein Lautsprecher mit größerer Membran als der Sekundärlautsprecher gewählt. Die zu bekämpfende Lärmquelle hat damit andere Strahlereigenschaften als die Sekundärquelle. Alle anderen Studien zur Minimierung der abgestrahlten Gesamtleistung, wie zum Beispiel [Tohyama 91] und [Kang 95], haben baugleiche Quellen zum Gegenstand der Experimente. Nun wird der Nachweis geführt, dass die APM-Methode auch auf andere Problemstellungen anwendbar ist.

5.4.1 Versuchsanordnung

Die Referenzquelle wird durch einen Lautsprecher der Firma IMG Stage Line, Modell PAB-515, ersetzt. Die Primärquelle hat einen Membrandurchmesser von ungefähr 0,3 m. Damit ergibt sich ein Flächenverhältnis von Primär- zu Sekundärquelle von 6,25. Der Referenzsensor wird mittig auf die konusförmige Membran der Lärmquelle geklebt, siehe Abb. 5.15. Der Abstand zwischen den Mittelpunkten der Lautsprechermembranen beträgt 0,2 m. Ansonsten bleibt der Versuchsaufbau unverändert.

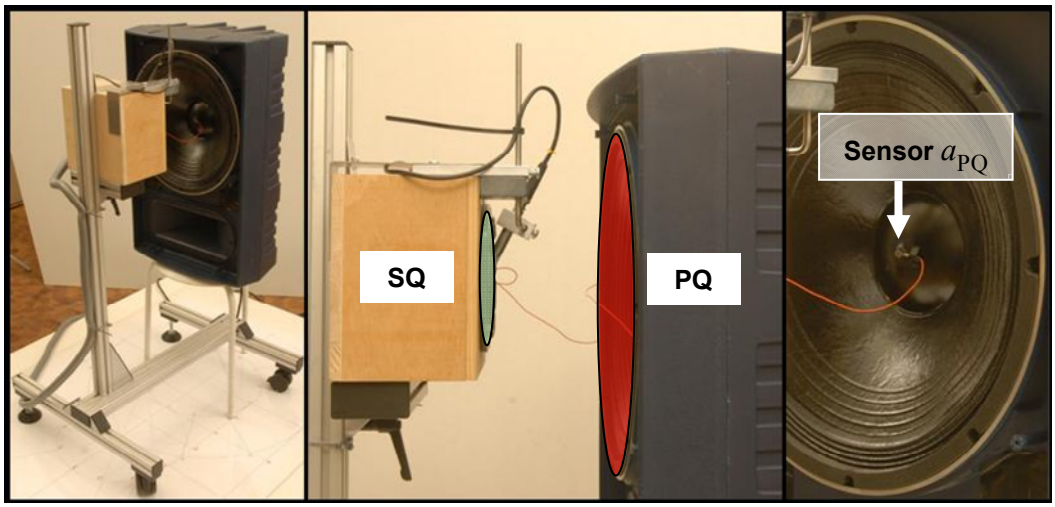


Abb. 5.15: Versuchsanordnung für die Anwendung der APM auf Kolbenstrahler mit unterschiedlicher Größe

5.4.2 Messergebnisse und Folgerungen

Die mit dieser Anordnung erzielten Pegelreduktionen liegen bei 80 Hz um 23 dB für die mittlere Intensität und um 20 dB für den energetisch gemittelten Druck. Bei einer Anregung mit 315 Hz werden jeweils 14 dB erzielt, siehe Abb. 5.16. Die Abnahme der aktiven Intensität bei den tieferen Frequenzen ist kleiner als bei der Verwendung gleich großer Quellen, siehe auch Abb. 5.11. Die Druckreduktion ist aber durchaus vergleichbar.

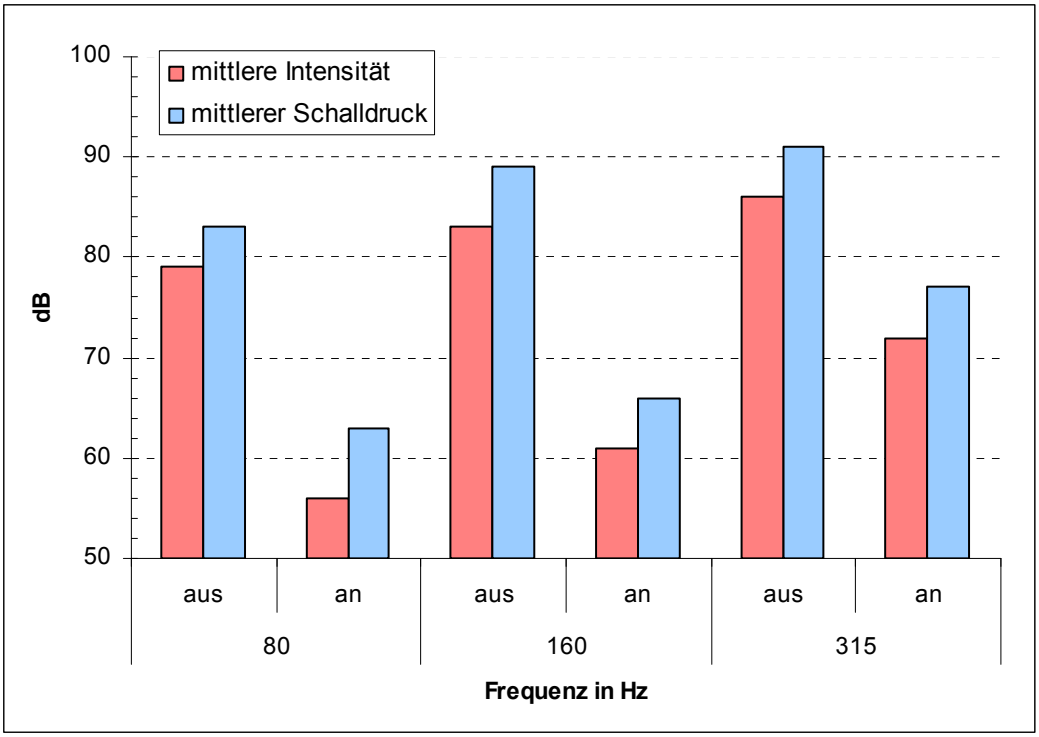


Abb. 5.16: Mittlere(r) Intensität und Schalldruck für die APM bei unterschiedl. Quellen

Die in Abb. 5.17 dargestellte Intensitätsverteilung für 160 Hz zeigt, dass wieder Maxima quer zum Lautsprecherpaar im Primärfeld auftreten. Des Weiteren ist zu erkennen, dass der Bereich geringerer aktiver Intensität hinter der Primärquelle aufgrund ihrer äußeren Abmessungen größer ausfällt. Im geregelten Zustand treten kaum Flächen negativer Intensität auf, vielmehr wird die nach außen gerichtete Intensitätskomponente reduziert. Im Druckverlauf an den Messpunkten für 160 Hz ist eine Analogie, zu dem Versuch aus 5.3.2 zu finden, siehe dazu Abb. 5.18. Die Druckreduktion findet an allen Punkten relativ gleichmäßig statt.

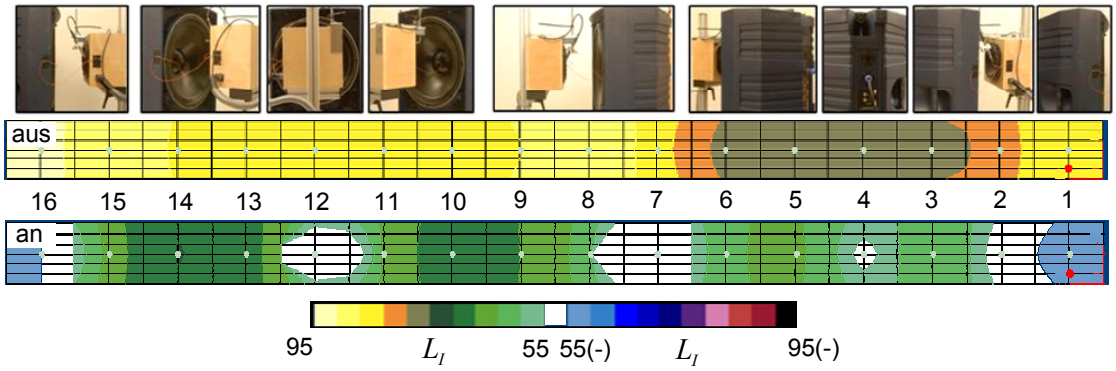


Abb. 5.17: Intensitätsverteilung für APM mit Strahlern unterschiedl. Größe bei 160 Hz

Ausnahme sind hierbei die Messpunkte hinter der Primärquelle und quer zum Quellenpaar. Letzteres liegt an der sich ausprägenden Knotenlinie im Nahbereich der Lautsprecher. Ersteres kann mit der Abstrahlcharakteristik der Primärquelle begründet werden, vgl. Abb. 5.17. Der Druck an den Messpunkten 3-6 ist um fast 10 dB geringer als an den restlichen Messstellen, da die von der Membran fortschreitende Druckwelle um das Lautsprechergehäuse herum gebeugt wird und deren Druckamplitude abnimmt. Der durch die Regelung reduzierbare aktive Anteil des Schallfeldes ist deswegen von vornherein geringer.

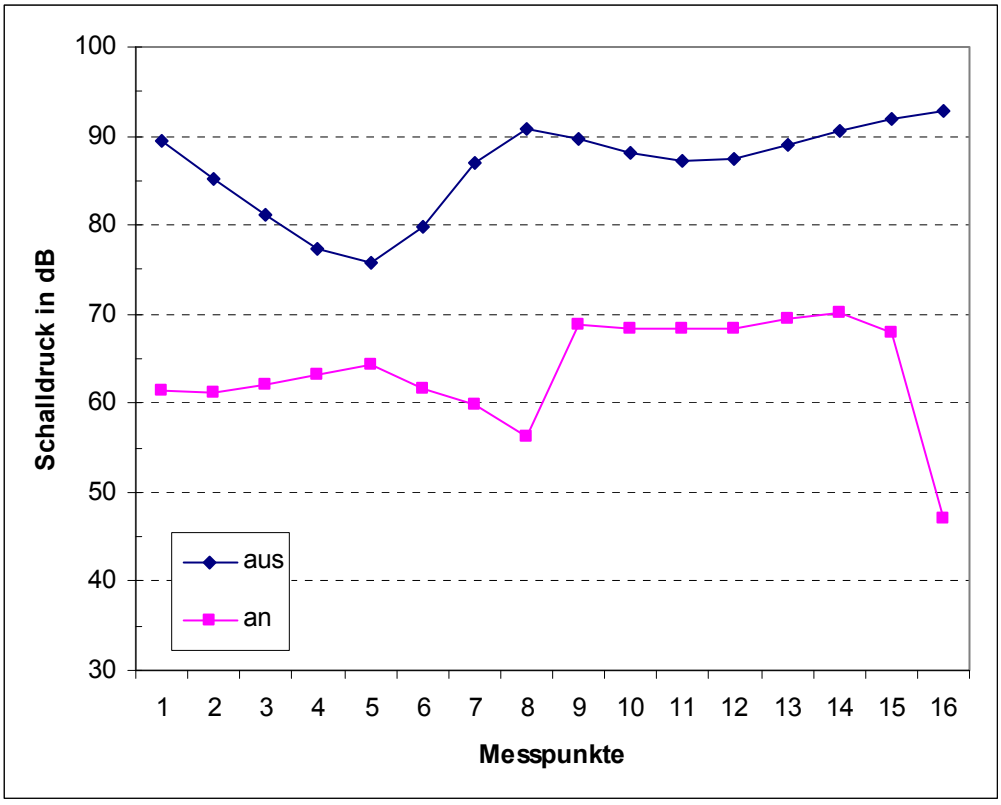


Abb. 5.18: Schalldruckpegel an den Messpunkten für die APM mit unterschiedl. Quellen bei 160 Hz

Der Schalldruckpegel am Fehlermikrofon, dargestellt in Abb. 5.19, steigt um etwa 13 dB bei den ausgesuchten Anregungsfrequenzen. Wie bereits in 5.3.2 geschildert, liegt die Ursache in der Erhöhung des Blindwiderstandes der Sekundärquelle.

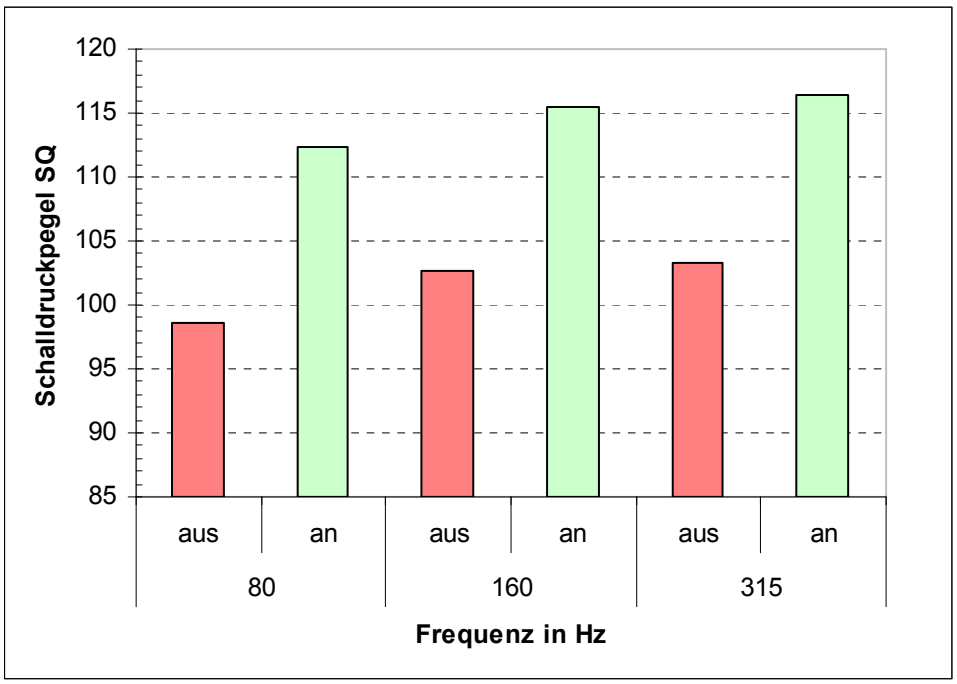


Abb. 5.19: Schalldruckpegel am Fehlermikrofon für die APM mit unterschiedl. Strahlern

Bei der Verwendung von gleich großen Quellen muss die sich einstellende Schnelle der Lautsprechermembranen ebenfalls annähernd gleich groß sein. Bei Quellen unterschiedlicher Dimension ist das jedoch nicht der Fall, siehe dazu Abb. 5.20. Der Pegelunterschied bei konvergiertem Regler liegt für alle Frequenzen bei ungefähr 17 dB. Die Sekundärschnelle entspricht damit ungefähr dem Siebenfachen der Primärschnelle. Dies liegt in der gleichen Größenordnung wie das Flächenverhältnis der Quellen (6,25). Die Lautsprecher bewegen also in etwa das gleiche Luftvolumen pro Zeiteinheit. Bei der Auslegung des Systems muss dieser Umstand Berücksichtigung finden. Soll ein kleiner Sekundärlautsprecher eine großflächige Primärquelle bekämpfen, wird darauf zu achten sein, dass die Sekundärquelle die erforderliche Volumenschnelle generieren kann.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Anwendung der APM-Methode auf Kolbenstrahler unterschiedlicher Membranfläche eine spürbare Reduktion der Schallpegel zur Folge hat.

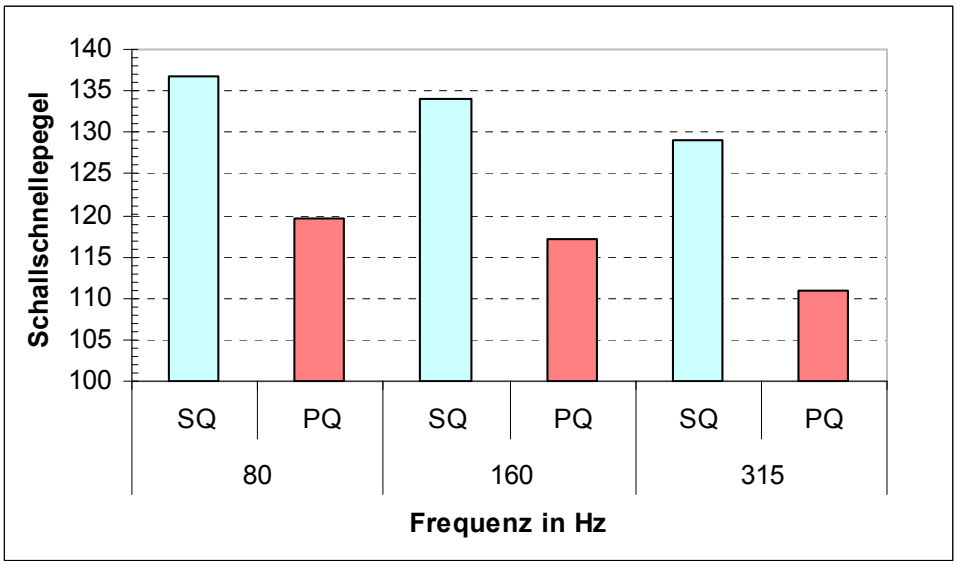


Abb. 5.20: Schallschnellepegel für die APM bei unterschiedl. Membrangröße von PQ und SQ

6 Anwendung auf ein Propellerflugzeug

Die Methode der Adaptive Power Minimization wurde bis jetzt auf die Bekämpfung von Kolbenstrahlern angewendet. Nun wird untersucht, inwieweit das System bei komplexeren Schallstrahlern eingesetzt werden kann. Eine konkrete Anwendung ist die Lärmreduktion in Propellerflugzeugen. In diesem Kapitel wird zuerst die Problemstellung am Beispiel eines Militärtransporters vorgestellt. Ausgehend davon, folgt die Beschreibung des dafür konzipierten Versuchstandes und der Primärfelderzeugung. Am Ende werden die mit dem APM-System erzielten Messergebnisse präsentiert.

6.1 Problemstellung

Die Idee, aktive Lärmbekämpfung in Propellerflugzeugen einzusetzen, ist nicht neu. Einige Beispiele sind bereits in 2.3.3 beschrieben worden. Dabei werden oft Lautsprecher und Mikrofone im Luftfahrzeuginnenraum global verteilt. Der FxLMS-Algorithmus kommt dabei zum Einsatz. Dieser erfordert einen hohen Aufwand für die Messung der notwendigen Sekundärstrecken. In [Elliott 90] wird ein ANC-System für die Lärmreduktion verwendet. Es wird festgestellt, dass gerade die Lautsprecher in der Propellerebene am wirksamsten sind. Dieser Bereich strahlt folglich die meiste Schallenergie in den Innenraum ab. Vor einer ähnlichen Herausforderung stehen die Entwickler moderner Militärtransporter [Breitbach 06] wie den A400M, siehe Abb. 6.1.

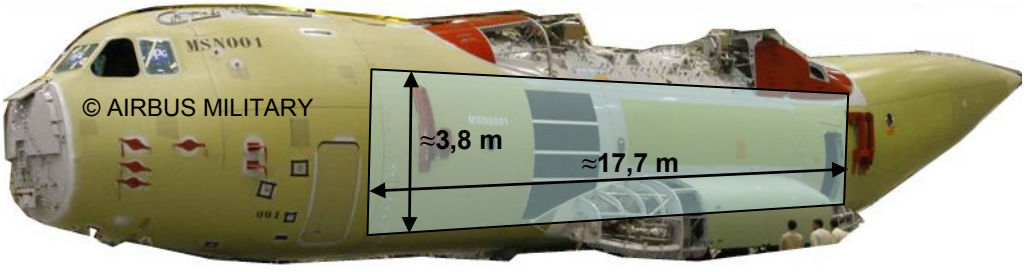


Abb. 6.1: Rumpf des Militärtransporters A400M

Die von leistungsstarken Triebwerken bewegten Propellerblätter verursachen Druckschwankungen auf der Außenhaut des Flugzeuges mit der Blattfolgefrequenz und deren Höherharmonischen. Die Schwingungsamplituden sind in der Propellerebene am größten. Der so tonal angeregte Bereich wirkt im Inneren wie ein Schnelleerzeuger. Wobei die Struktur nicht konphas schwingt. Für die Anwendung der APM auf solch ein Problem müssten die Bereiche der größten Abstrahlung identifiziert werden. Mit der Platzierung in den Haupttransmissionspfad, siehe dazu Abb. 6.2, wäre der Installationsaufwand mit dem Befestigen der Referenzsensoren und der Lautsprecher im Gegensatz zu

globalen ANC-Systemen vergleichsweise gering. Außerdem müssten keine weiteren Testflüge für das Einmessen von Sekundärstrecken durchgeführt werden. Voraussetzung dafür ist, dass die örtliche Verteilung der primären Anregung für die Lebensdauer des Flugzeuges konstant bleibt. Im Folgenden wird die Implementierung eines Versuchsstandes für die Anwendung eines einkanaligen APM-Systems auf eine ähnliche Problemstellung beschrieben.

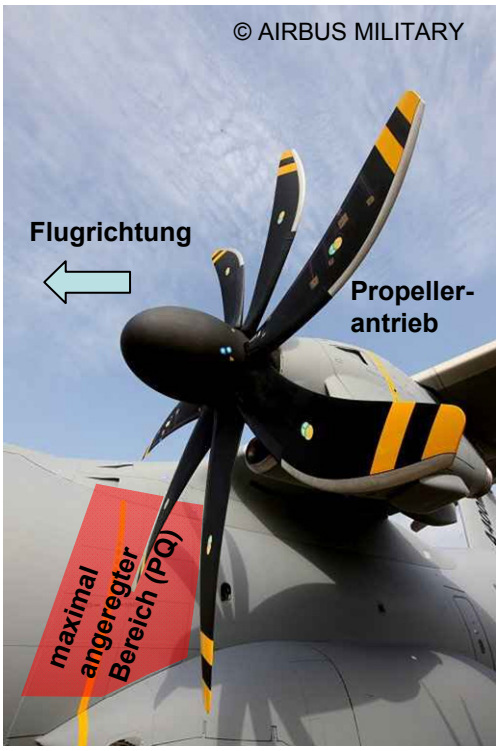


Abb. 6.2: Propellerebene des Militärtransporters A400M

6.2 Versuchsstand mit Schwingerregung

Für die Installation steht wieder das ANR-Labor an der HSU-HH zur Verfügung. Mit seinen Abmaßen entspricht es ungefähr den Dimensionen des Laderaums des A400M, siehe Abb. 6.1. Die Querschnittsfläche der beiden Räume ist jedoch nicht vergleichbar. Allerdings soll hier nicht ein serienreifes Produkt, sondern die Machbarkeit an einer ähnlichen Problemstellung demonstriert werden. Beim Flugzeugbau wird unter anderem auch Dämmung benutzt, die nicht nur Wärme isolierend sondern auch Schall absorbierend wirkt. Deswegen wird angenommen, dass die Nachhallzeiten vergleichbar sind.

Eine Wand des Labors wird mit einem Durchbruch versehen, der ungefähr mit der Größe des maximal angeregten Bereiches in der Propellerebene vergleichbar ist. In diesem Abschnitt wird die Struktur installiert, die als Primärquelle dienen soll. Wie das technisch umgesetzt werden kann, wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

6.2.1 Aufbau des Versuchsstandes für die Propellerebene

Ein Paneel von ungefähr 3 m Höhe und 1,7 m Breite wurde aus einem A380-Rumpfsegment herausgeschnitten. Die Struktur umfasst neben der Außenhaut drei Spanten und 15 Verstrebungen, siehe Abb. 6.3a) und Abb. 6.3b). Ein aus U-Trägern geschweißter Rahmen ist im Durchbruch mit der Wand durch Zwingen verspannt, vgl. Abb. 6.3e). An diesem Rahmen sind vier Lagerungspunkte vorgesehen. Zwei sind seitlich im oberen Teil und zwei auf der unteren Kante des Rahmens angeordnet, siehe Abb. 6.3b). Mit Hilfe von Feder-Dämpfer-Elementen und gewinkelten Flacheisen wird die Flugzeugstruktur mit dem Rahmen an den Aufhängungspunkten verbunden, siehe Abb. 6.3c) und Abb. 6.3d). Die äußeren Umrandungen werden mit Holzplatten und Gummidichtungen abgeschlossen, so dass ein akustischer Kurzschluss zwischen Vorder- und Rückseite des Paneels vermieden wird. Für weitere Erläuterungen und Einzelheiten sei an dieser Stelle auf [Leukert 08] verwiesen.

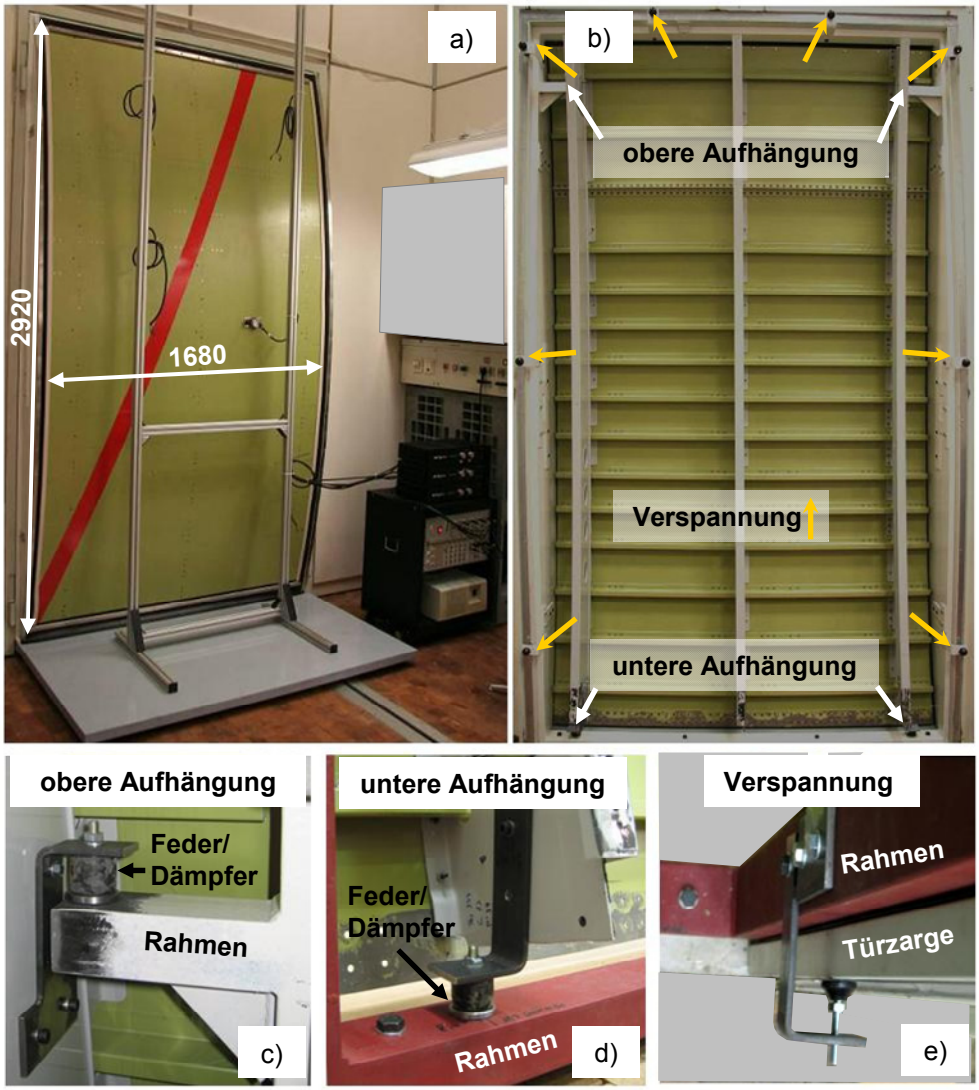


Abb. 6.3: Konstruktion und Lagerung einer Rumpfstruktur im Labor

6.2.2 Primärfeldanregung

Die Struktur wird durch einen Vibrationserzeuger der Firma Carpower, Modell BR-25, zum Schwingen angeregt. Der Treiber ist ursprünglich für die Erzeugung von tieffrequenten Tönen im Autobereich ausgelegt worden. Mit doppelseitigem Klebeband lässt sich der Schwingerreger leicht auf der Oberfläche befestigen. Mit Hilfe eines über Rollen geführten Gegengewichtes bleibt die Verbindung frei von Querkräften, siehe Abb. 6.4. So kann mit einfachen Mitteln eine Vielzahl von möglichen Anregungsorten auf dem Rumpfsegment überprüft werden. Dazu wurde ein Koordinatengitter über die Struktur gelegt. Es beinhaltet eine Auswahl von technisch sinnvollen Punkten, vgl. Abb. 6.4a).

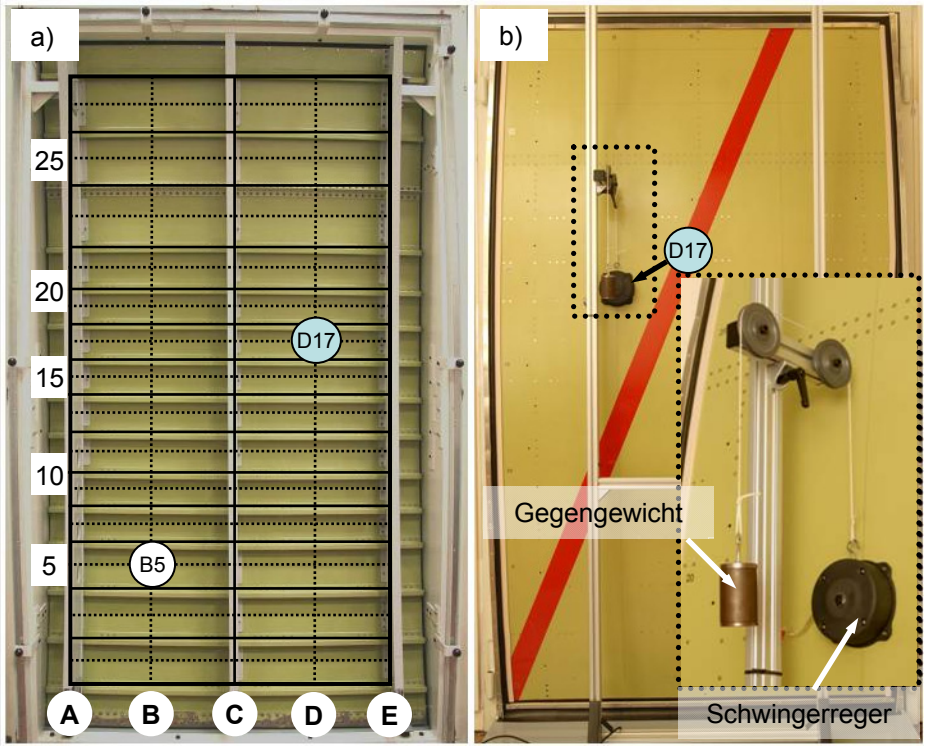


Abb. 6.4: Befestigung und mögliche Montagepunkte für die Primäranregung

Um die Frequenz und den Ort einer Anregung zu finden, bei der das Primärfeld möglichst hohe Pegel erreicht, werden verschiedene Sensoren im Raum platziert. Darunter sind 28 Messmikrofone der Firma Brüel&Kjær, vom Typ 4958 und Typ 4935. Die Mikrofone messen die Druckverteilung in der Nähe des Paneels. Sie sind vor der abstrahlenden Seite des Paneels gitterförmig mit äquidistanten horizontalen und vertikalen Abständen angeordnet. Diese Kartierungsmikrofone haben alle den gleichen waagerechten Abstand von 0,1 m zur gekrümmten Rumpfstruktur. Ihre räumliche Verteilung und die dafür konstruierten Halterungen sind in Abb. 6.5 zu sehen. Durch die Druckmessung lässt sich indirekt eine Aussage über die Höhe der Abstrahlung für die flächige Quelle ableiten, wenn der Druck proportional zur Intensität ist. Dies ist nicht immer der Fall,

wie die Ergebnisse aus den vorangegangenen Experimenten zeigen, siehe Abb. 5.19. Des Weiteren kann es aufgrund der Größe und der Komplexität der Primärquelle zu lokal begrenzten Energietransporten kommen, [Fahy 89]. Die abgestrahlte Energie eines Gebietes könnte durch andere Flächen wieder absorbiert werden. Zudem sind auch akustische Kurzschlüsse zwischen unterschiedlich schwingenden Abschnitten der Struktur denkbar. Diese Unsicherheiten könnten durch eine Intensitätsmessung beseitigt werden. Allerdings müsste dann für jede mögliche Treiberposition eine aufwändige Intensitätskartierung durchgeführt werden. Um das zu umgehen, wird ein zusätzliches Auswahlkriterium eingeführt. Ein Referenzmikrofon wird in eine schallharte Ecke diagonal zu der anregenden Struktur im Labor platziert. Denn die akustischen Moden eines Rechteckraumes haben in den Ecken ihre Druckmaxima. Wenn der mittlere Schalldruck an der Paneeloberfläche groß ist und gleichzeitig die Raummoden proportional dazu angeregt werden, wird angenommen, dass der zu minimierende Energieeintrag in den Raum ebenfalls groß ist. Der Schalldruck in der Kartierungsebene wird nicht energetisch gemittelt, da bei dieser Art der Berechnung eine lokale Drucküberhöhung die Mittelung rechnerisch dominieren würde. Mit der arithmetischen Mittelung kann eher eine Aussage über das gesamte Verhalten der Platte getroffen werden.

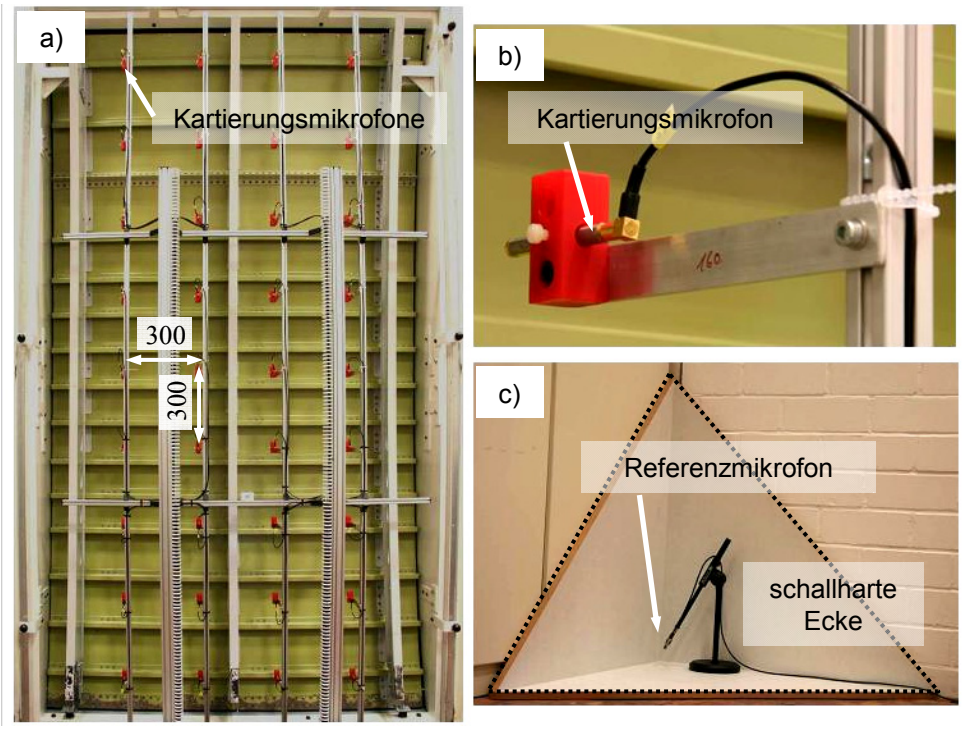


Abb. 6.5: Kartierungssensoren und Referenzmikrofon zur Bestimmung der Primäranregung

Für die Messungen wird der Treiber mit einem bandbegrenzten Weißen Rauschen von 50 bis 250 Hz durch den internen Signalgenerator eines PULSE-Analysators angesteuert. Der Messaufbau ist im Überblick in Abb. 6.6 gezeigt.

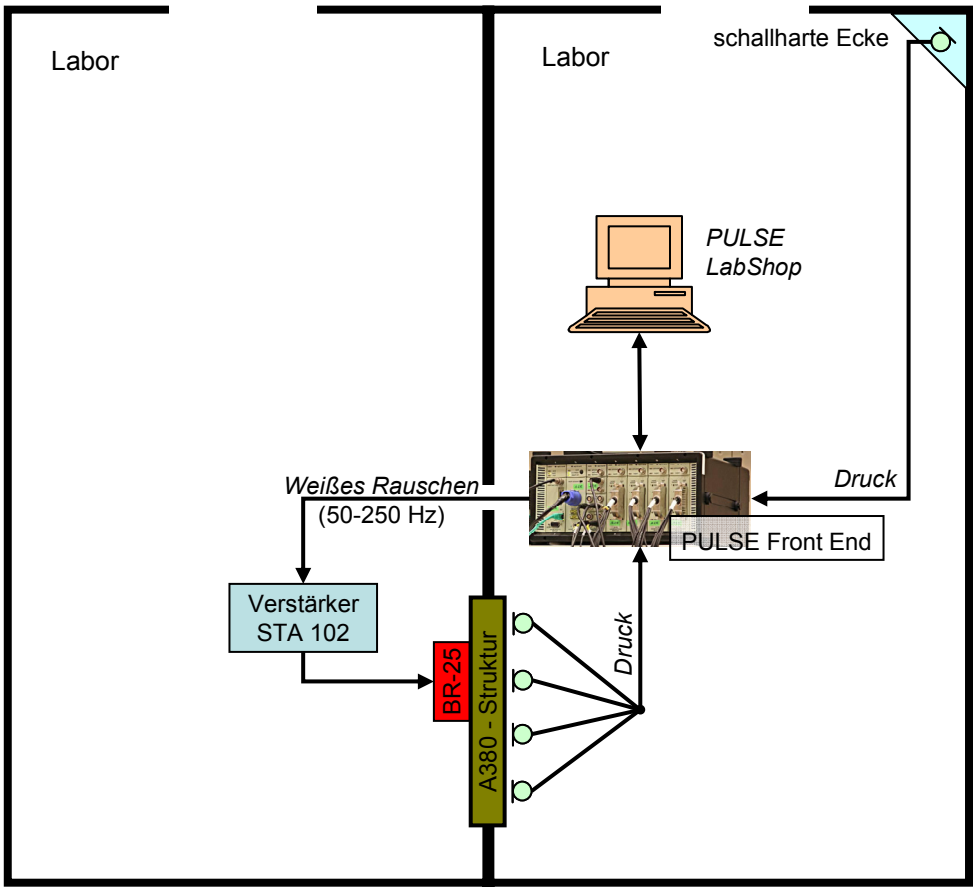


Abb. 6.6: Messaufbau für die Bestimmung der Primäranregung

Die aufgenommenen Drücke werden grafisch aufbereitet, so dass die visuelle Identifizierung sinnvoller Konfigurationen möglich ist. Es wird der in Abb. 6.7 dargestellte Druck am Referenzmikrofon und der arithmetisch gemittelte Druck über alle Kartierungsmikrofonen ausgewertet, dargestellt in Abb. 6.8. Zu sehen ist, dass bei beiden Kriterien höhere Pegel erzielt werden, wenn der Treiber mittig auf ein Außenhautsegment ohne Längs- oder Querverstrebung platziert wird, vgl. Abb. 6.4. Des Weiteren werden am Referenzmikrofon hohe Pegel erreicht, z.B. B09 bei 240 Hz, ohne das Gleiches an den Kartierungsmikrofonen beobachtet werden könnte. In diesem Fall regt der abstrahlende Teil des Paneels sehr gut die Raummoden an, so dass ein geringer Energieeintrag hohe Schallpegel im Labor bewirken kann. Umgekehrt ist zu beobachten, dass hohe Pegel an den Kartierungsmikrofonen auch hohe Pegel in der Raumecke zur Folge haben. Daraus kann geschlossen werden, dass sich der gemittelte Druck vor der Struktur proportional zum Energieeintrag verhält. Für weiterführende Experimente werden als Anregungsort die Koordinate D17 und als Anregungsfrequenz 125 Hz gewählt, siehe auch Abb. 6.4.

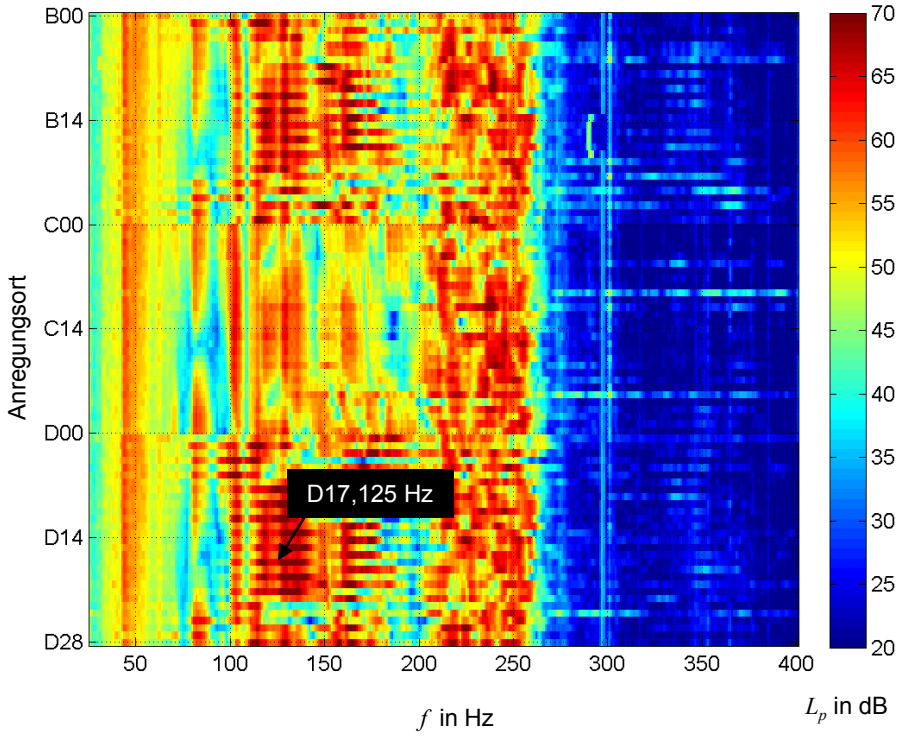


Abb. 6.7: Schalldruckpegel am Referenzmikrofon für verschiedene Primäranregungen

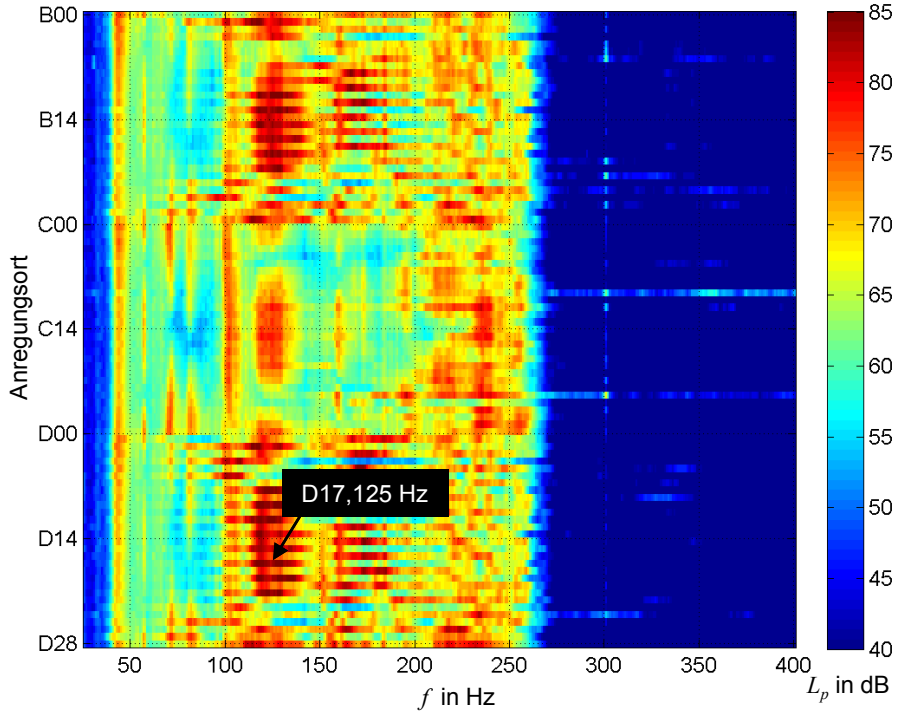


Abb. 6.8: Arithmetisch gemittelter Schalldruckpegel an den Kartierungsmikrofonen für verschiedene Primäranregungen

6.3 Messergebnisse und Folgerungen

Nachdem Ort und Frequenz für die Primäranregung bestimmt sind, wird der Haupttransmissionspfad der Energie lokalisiert. Dazu wird mit Hilfe der Intensitätssonde eine Kartierung durchgeführt. Als Messpunkte dienen die Halterungen der Kartierungsmikrofone. Die aktive Intensität wird parallel zum Boden in Richtung des Paneels vermessen. Die so bestimmte Intensitätsverteilung zeigt, dass der Ort der größten Abstrahlung mit der Koordinate des Schwingerregers zusammenfällt. Dieses Ergebnis ist plausibel. Danach wird die Sekundärquelle in einem Abstand von 0,21 m vor der am stärksten abstrahlenden Oberfläche platziert, siehe auch Abb. 6.9. Ein kleinerer Abstand ist aufgrund der verwendeten Lautsprecherhalterung nicht möglich. Der Referenzsensor wird direkt davor auf dem Paneel befestigt. Die Halterung der Kartierungsmikrofone wird hinter dem Lautsprecher in einem Abstand von zirka 0,5 m zur Paneeloberfläche platziert. Die erneute Intensitätskartierung wird mit eingerüsteter SQ ohne und mit Regelung durchgeführt.

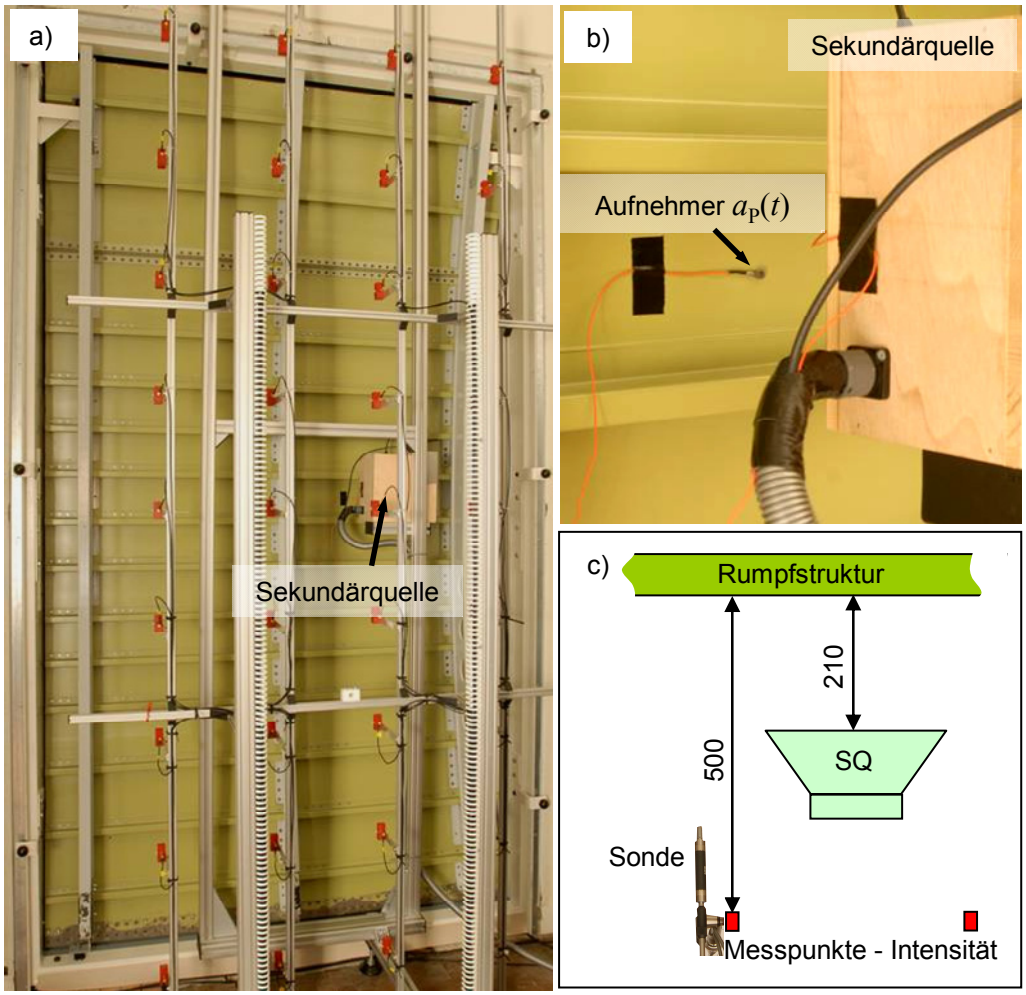


Abb. 6.9: Aufbau für Intensitätskartierung und Platzierung des APM-Systems

Die Primärbeschleunigung am Ort des Referenzsensors beträgt etwa 9 m/s^2. Deswegen wird bei dem APM-Algorithmus der Schwellwert ε auf 5 m/s^2 gesenkt, siehe Abb. 4.4. Die Beschleunigung auf der Sekundärquelle wird im geregelten Zustand mit 432 m/s^2 gemessen. Die Messergebnisse der Oberflächenbeschleunigungen können beispielhaft auf die Schlussfolgerungen bezüglich der Schnellepegel in 5.4.2 übertragen werden: Die Volumenschnelle des Sekundärlautsprechers entspricht der eines kreisförmigen Kolbenstrahlers mit einem Durchmesser von 0,8 m und einer Beschleunigung von 9 m/s^2.

Des Weiteren steigt der Druck am Fehlermikrofon von 6 auf 21 Pa an, das entspricht ungefähr einer Erhöhung um 10 dB. Dies kann wieder durch den Anstieg der Blindleistung der SQ begründet werden. Die Intensitätsverteilung mit und ohne Regelung ist in Abb. 6.10 gezeigt.

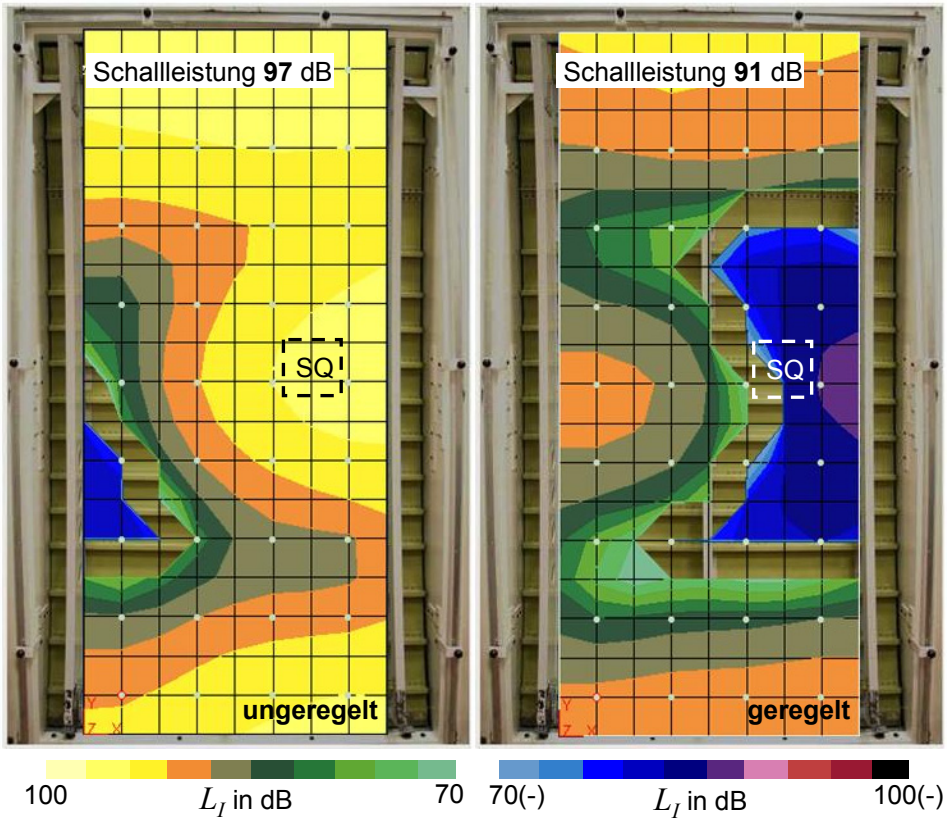


Abb. 6.10: Intensitätsverteilung vor dem Paneel mit eingerüstetem APM-System mit und ohne Regelung für 125 Hz

Im ungeregelten Fall tritt durch die kartierte Fläche eine Schallleistung mit einem Pegel von 97 dB. Der Bereich der größten Intensitätskomponente in der Nähe des Treibers ist gut zu erkennen. Die Regelung durch das APM-System führt zu einer Reduktion des Schallleistungspegels von 6 dB. Daraus folgt, dass der Energieeintrag durch die Messebene in das Labor verringert wird.

Für die weitere Interpretation der Intensitätskartierung sind zusätzliche Messungen aufgrund der komplexen Zusammenhänge zwischen der abstrahlenden Struktur und dem umgebenden Luftvolumen notwendig. Solche Untersuchungen können Gegenstand weiterführender Arbeiten sein.

Damit auch der globale Nutzen des lokalen APM-Systems nachvollzogen werden kann, wird die Schallpegeländerung an neun zufällig im Raum verteilten Punkten in 1,2 m Höhe bestimmt, siehe Abb. 6.11.

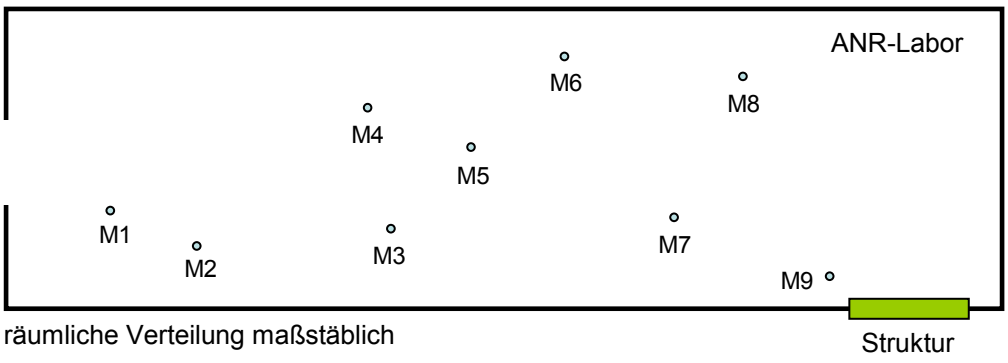


Abb. 6.11: Räumliche Verteilung der Messpunkte im ANR-Labor

Dazu werden die Punkte auf dem Boden markiert und mit einem Handschallpegelmesser die Drücke des ungeregelten und geregelten Schallfeldes gemessen. Die Resultate sind in Abb. 6.12 dargestellt. Sie zeigen, dass an den Positionen M1 bis M9 unterschiedliche Druckreduktionen erzielt werden. Es existiert eine örtliche Abhängigkeit der Schalldruckpegel. Sie ist auf die Ausprägung der akustischen Raummoden bei der angeregten Frequenz zurückzuführen. Die durchschnittliche Pegelsenkung liegt bei 8 dB und damit in der Größenordnung der Reduktion des Schallleistungspegels in der Messebene vor dem Paneel, vgl. Abb. 6.10. Es ist ein globaler Effekt erkennbar.

Mit diesem Versuch wird gezeigt, dass auch bei sehr komplexen Problemstellungen die Methode der Adaptive Power Minimization angewendet werden kann. Mit einem Lautsprecher, einem Mikrofon und einem Beschleunigungsaufnehmer wird der Hardware-Einsatz auf ein Minimum begrenzt. Weiterhin sind keine weiteren Kalibrierungen nach der Einrüstung des Systems notwendig.

Es ist festzuhalten, dass die Beurteilung der erzielten Resultate aufgrund der vielfältigen Wechselbeziehungen zwischen Struktur, Nahfeld und angeregten Raummoden schwierig ist. Deswegen sind für die Überprüfung der generellen Einsetzbarkeit der APM-Methode für ähnliche Problemstellungen weitere Studien erforderlich.

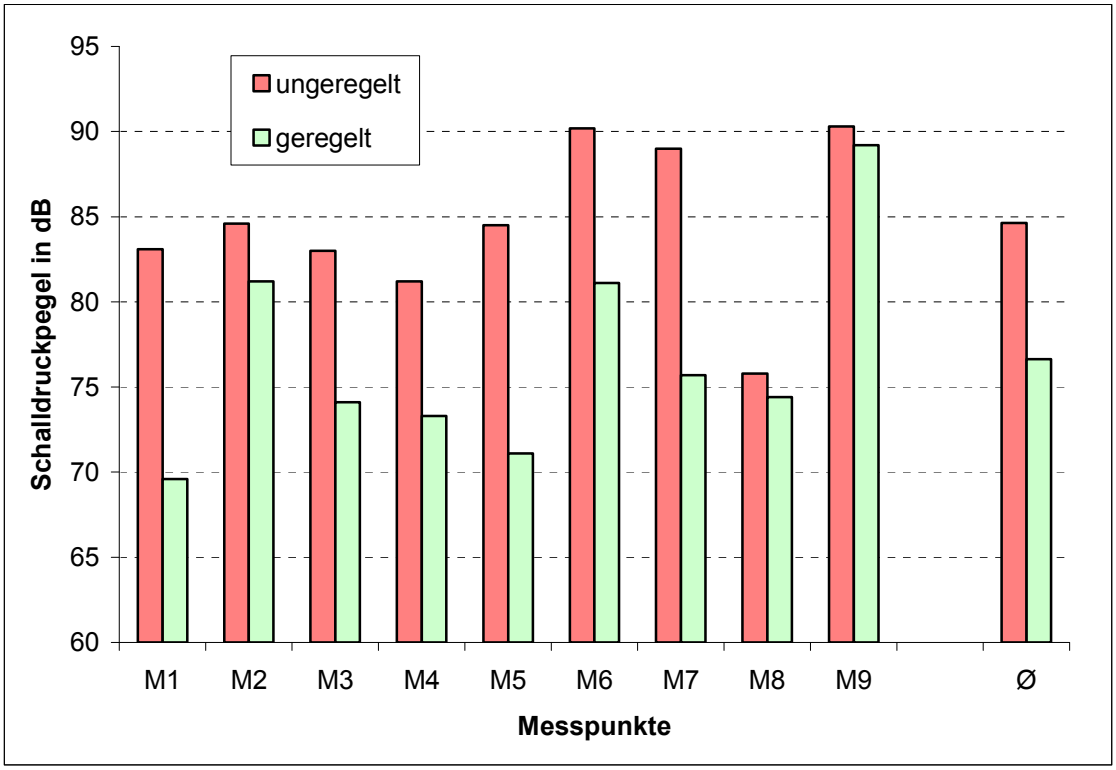


Abb. 6.12: Druckpegel des geregelten und ungeregelten Schallfeldes an Messpunkten im ANR-Labor bei 125 Hz

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die globale Reduktion von Lärm ist nur durch die Minimierung der abgestrahlten Wirkleistung aller im Raum befindlichen Schallquellen zu erreichen. Bei kommerziellen Systemen für die aktive Lärmbekämpfung wird der an Fehlersensoren gemessene Schalldruck minimiert. Anstatt die Ursache zu bekämpfen, wird die lokale Wirkung der Lärmquelle reduziert. Weiterhin ist bekannt, dass die abgestrahlte Gesamtwirkleistung eines Quellenpaares genau dann minimal wird, wenn die Quellen gleich- oder gegenphasig zueinander schwingen und eine davon keine Wirkleistung abstrahlt. In dieser Arbeit wird erstmals ein funktionsfähiges System vorgestellt, welches dieses Phänomen nutzt, um die abgestrahlte Schallleistung einer Lärmquelle zu reduzieren. Der adaptive Regler und die notwendige Systemkalibrierung, um ausgehend von der Beschleunigung der Primärquelle Amplitude und Phase der Sekundärquelle einzustellen, werden beschrieben. Das einkanalige System, bestehend aus Beschleunigungsaufnehmer, Mikrofon und Lautsprecher, wird auf Kolbenstrahler mit harmonischer Anregung angewendet. Die Funktionsfähigkeit des innovativen Regelalgorithmus und der Systemkalibrierung werden dabei nachgewiesen. Bei Verwendung eines Lautsprechers mit einer Membranfläche von 0,01 m^2, um die tonale Schallabstrahlung in einen Raum (400 m^3) durch eine 4,8 m^2 große Struktur zu verhindern, wird eine durchschnittliche Lärmpegelreduktion von 8 dB an mehreren Messpunkten gemessen. Das neu entwickelte System ist sowohl in Innenräumen als auch im Freien verwendbar. Dabei ist im Gegensatz zu herkömmlichen Methoden keine erneute Systemkalibrierung notwendig. Es muss aber eine Phasenreferenz für die multifrequenten, stationären und entkoppelten Störschallquellen vorhanden sein. Besonders bei Lärm, der verursacht wird durch konphas schwingende Oberflächen, kann eine deutlich spürbare Absenkung der Schalldruckpegel erreicht werden.

Um eine mögliche kommerzielle Verwendung des Systems weiter zu forcieren, ist die Optimierung der Hardware, des Reglers und der Systemkalibrierung notwendig. Die Phasentreue der verwendeten Komponenten ist unter Dauerbelastung zu überprüfen. Des Weiteren sollte die Systemkalibrierung unter Freifeldbedingungen durchgeführt werden. Für deren Qualitätskontrolle kann die abgestrahlte Wirkleistung von Referenz- und Sekundärquelle durch einfache Druckmessung außerhalb des Nahbereiches bestimmt werden. Für die Anwendung auf große Quellen mit unterschiedlicher Oberflächenschnelle wäre zu untersuchen, unter welchen Umständen ein Einsatz mehrerer unabhängiger Systeme möglich ist. Als Gegenstand zukünftiger Forschung sollte auch die Entwicklung mehrkanaliger Regler aufgrund der vorgestellten Methode in Betracht gezogen werden.

Literaturverzeichnis

[Airbus 09] Airbus Military: *A400M-Technical Specifications* [online]. erhältlich im Internet unter: http://www.Airbusmilitary.com /specifications.html [Stand:23.02.09]

[Andrén 04] Andrén, L.; Johansson, S.; u.a.: Active Noise Control Experiments in a Fork-Lift Truck Cabin. In: *Conference Proceedings of 11th International Congress on Sound and Vibration*, St. Petersburg (RU), 2004

[Böhme 05] Böhme, S.: *Optimierungsverfahren zur Bestimmung der Aktuator- und Sensorpositionen für ein aktives Geräuschreduzierungssystem*. Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität/ Universität der Bundeswehr, Mechatronik, Diplomarbeit, 2005

[Böhme 06] Böhme, S.; Sachau, D.; Breitbach, H.: Optimization of actuator and sensor positions for an active noise reduction system. In: White, E. V.(Hrsg.): *Smart Structures and Materials 2006: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, Volume 6171, San Diego (USA), 2006

[Böhme 08a] Böhme, S.; Sachau, D.; Breitbach, H.: Concepts for Global Noise Control in Cabins. In: *Conference Proceedings IMAC XXVI: Conference & Exposition on Structural Dynamics-Technologies for Civil Structures*, Orlando (USA), Bethel, Conn. (USA): Society for Experimental Mechanics, 2008

[Böhme 08b] Böhme, S.; Sachau, D.; Kletschkowski, T.: Globale Lärmreduktion mit intensitätsbasierter Regelung. In: *Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 34. Deutschen Jahrestagung für Akustik* [CD-ROM], Dresden, Berlin: DEGA, 2008

[Borchers 92] Borchers, I. U.; u.a.: *Advanced Study of Active Noise Control in Aircraft (ASANCA)*. New York: Wiley & Sons, 1992

[Borchers 94] Borchers, I. U.; Renger, K.: Selected Flight Test Data and Control System Results of the ASANCA Projekt. In: *Fortschritte der Akustik DAGA ´94*, Dresden, Bad Honnef: DPG GmbH, 1994

[Breitbach 06] Breitbach, H.; Sachau, D.; Böhme, S.: Acoustic Challenges of the A400M for Active Systems. In: White, E. V.(Hrsg.): *Smart Structures and Materials 2006: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, Volume 6171, San Diego (USA), 2006

[Bullmore 87] Bullmore, A. J.; u. a.: The active minimization of harmonic enclosed sound fields, Part I-III. In: *Journal of Sound and Vibration* (1987), Nr. 117, S. 1-58

[DEGA 06] DEGA- Deutsche Gesellschaft für Akustik: *DEGA – Empfehlung 101: Akustische Wellen und Felder*. Berlin: DEGA, 2006

[Donadon 03] Donadon, L. V.; Arruda, J. R. F.: Experimental energetic analyses of an actively controlled one-dimensional acoustic waveguide. In: *Journal of Sound and Vibration* (2005), Nr. 280, S. 159-179

[Elliott 01] Elliott, S.: *Signal processing for Active Control*. London: Academic Press, 2001

[Elliott 90] Elliott, S. J.; u.a.: In-Flight Experiments on the Active Control of Propeller-induced Cabin Noise. In: *Journal of Sound and Vibration* (1990), Nr. 140(2), S. 219-238

[Elliott 91] Elliott, S. J.; u. a.: Power output minimization and power absorption in the active control of sound. In: *Journal of the Acoustical Society of America* (1991), Nr. 90(5), S. 2501-2512

[Enamito 01] Enamito, A.: Active Noise Control Apparatus. U.S. Patent US6,192,133 B1, Anmeldung: 17.09.1997, Erteilung: 20.01.2001

[Faber 04] Faber, B. M.; Sommerfeldt, S. D.: Global control in a Mock Tractor Cabin Using Energy Density. In: *ACTIVE 2004: Proceedings of the 2004 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration* [CD-ROM], Williamsburg (USA): Institute of Noise Control Engineering of the USA, 2004

[Fahy 89] Fahy, F. J.: *Sound Intensity*. London: Elsevier Applied Science, 1989

[Gerner 05] Gerner, C.: *Optimale aktive Geräuschreduzierung in Flugzeugkabinen für hohe tonale Lärmpegel*. Bericht aus der Professur Mechatronik, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Heft August 2005, ISSN: 1861-3780

[Gonzales 03] Gonzales, A.; u.a.: Sound quality of low-frequency and car engine noises after active noise control. In: *Journal of Sound and Vibration* (2003), Nr. 265, S. 663-679

[Gorman 04] Gorman, J.; Hinchliffe R.; Stothers, I.: Active Control On The Flight Deck Of A C130 Hercules. In: *ACTIVE 2004: Proceedings of the 2004 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration* [CD-ROM], Williamsburg (USA): Institute of Noise Control Engineering of the USA, 2004

[Guicking 03] Guickung, D.: *Aktive Lärm- und Schwingungsminderung – Von einer Laborkuriositöt zum technischen Produkt*. Manuskript, Drittes Physikalisches Institut, Universität Göttingen, 2003

[Guicking 84] Guicking, D.; Karcher, K.: Active Impedance Control for One-Dimensional Sound. In: *ASME Journal of Vibration and Acoustics Stress Reliability in Design* (1984), Nr. 106, S. 393-396

[Guicking 85] Guicking, D.; Karcher, K.; Rollwage, M.: Coherent active methods for application in room acoustics. In: *Journal of the Acoustical Society of America* (1985), Nr. 78(4), S. 1426-1434

[Gündel 08] Gündel, A.; Marburg, S.; Häusler, S.: Einfluß von Positionierung und Wichtung von Error-Mikrofonen auf ein Aktives System zur Minimierung von Propellertönen in einem Flugzeug. In: *Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 34. Deutschen Jahrestagung für Akustik* [CD-ROM], Dresden, Berlin: DEGA, 2008

[Hald 91] Hald, J.: A power controlled active noise cancellation. In: *Proceedings of International Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Tokyo: Acoustical Society of Japan, 1991

[Hansen 01] Hansen, C. H.: *Understanding Active Noise Control*. London: Spon Press, 2001

[Hansen 03] Hansen, C. H.; Stanef, D. A.; Morgans, R. C.: Real time control of sound pressure and energy density in a mining vehicle cabin. In: *Conference Proceedings – Tenth International Congress on Sound and Vibration*, Stockholm (SE), 2003

[Hansen 97] Hansen, C. H.; Snyder, S. D.: *Active Control of Noise and Vibration*. London: E & FN SPON, 1997

[Heckl 75] Heckl, M.; Müller, H. A.: *Technische Akustik*. Berlin: Springer-Verlag, 1974

[Henn 84] Henn, H.; Sinambari, G. R.; Fallen, M.: *Ingenieurakustik*. Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn, 1984

[Hesselmann 83] Hesselmann, N.: *Digitale Signalverarbeitung: Rechnergestützte Erfassung ...*. Würzburg: Vogel-Verlag, 1983

[Hinchliffe 02] Hinchliffe R., u.a.: Tonal Active Control in Production on a Large Turbo-Prop Aircraft. In: *ACTIVE 2002: Proceedings of the 2002 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Southampton (UK): Institute of Sound and Vibration Research, 2002

[Hinchliffe 04] Hinchliffe, R.; Benassi, L.; Scott, I.; Stothers, I.: Broadband Active Control in Practise. In: *ACTIVE 2004: Proceedings of the 2004 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration* [CD-ROM], Williamsburg (USA): Institute of Noise Control Engineering of the USA, 2004

[Isermann 02] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme – Grundlagen*. Berlin: Springer Verlag, 2002

[Jackson 96] Jackson, P. J. B.; Ross, C. F.: Application of Active Noise Control in Corporate Aircraft. In: *Proceedings of ASME International Congress and Exposition*, Atlanta, Georgia, USA, 1996

[Johansson 00] Johansson, S.; u.a.: Evaluation of the Performance of an Active Noise Control System in an Aircraft Mock-up. In: *Conference Proceedings – Seventh International Congress on Sound and Vibration*, Garmisch-Partenkirchen, 2000

[Kang 95] Kang, S. W.; Kim, Y. H.: Active global noise control by sound power. In: *ACTIVE 95: Proceedings of the 1995 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Newport Beach (USA), New York: Noise Control Foundation, 1995

[Kang 97] Kang, S. W.; Kim, Y. H.: Active Intensity Control for the Reduction of Radiated Duct Noise. In: *Journal of Sound and Vibration* (1997), Nr. 201(5), S. 595-611

[Kletschkowski 07] Kletschkowski, T.; Sachau, D.; Böhme, S.: Aktive Lärmreduktion in Schlafräumen mit realen und virtuellen Fehlersensoren. In: *Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 33. Deutschen Jahrestagung für Akustik* [CD-ROM], Stuttgart, Berlin: DEGA, 2007

[Kuo 96] Kuo, S. M.; Morgan, D. R.: *Active Noise Control Systems*. New York: John Wiley & Sons, 1996

[Kuttruff 04] Kuttruff, H.: *Akustik – Eine Einführung*. Stuttgart: S. Hirzel Verlag, 2004

[Leukert 08] Leukert, D.: *Konstruktion, Analyse und Aufbau eines Versuchsstandes mit A380 Rumpfsegment.* Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr, Mechatronik, Studienarbeit, 2008

[Lueg 34] Lueg, P.: Process of Silencing Sound Oscillations. U.S. Patent US2,043,416, Anmeldung: 08.03.1934, Erteilung: 09.06.1936

[Meyer 79] Meyer, E.; Neumann, E. G.: *Physikalische und Technische Akustik*. 3., neu bearb. und erw. Aufl. Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn, 1979

[Moschytz 00] Moschytz, G. S.; Hofbauer, M.: *Adaptive Filter: Eine Einführung in die Theorie mit Aufgaben und MATLAB – Simulationen auf CD-ROM*. Berlin: Springer, 2000

[MSC 02] MSC. Software Corporation: *MSC. NASTRAN 70 – Advanced Dynamic Analysis*, Users Guide, Users Documents, 2002

[Nelson 86] Nelson, P. A.; u. a.: The Minimum Power Output of Free Field Point Sources and the Active Control of Sound. In: *Journal of Sound and Vibration* (1986), Nr. 116(3), S. 397-414

[Nelson 92] Nelson, P. A.; Elliott, S. J.: *Active Control of Sound*. London: Academic Press, 1992

[Olson 53] Olson, H. F.; May, E. G.: Electronic Sound Absorber. In: *The Journal of the Acoustical Society* Band 25 (1953), Nr. 6, S. 1130-1136

[Park 04] Park, C. G.; u.a.: On-Road Demonstration of Noise Control in a Passenger Automobile – Part 2. In: *ACTIVE 2004: Proceedings of the 2004 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration* [CD-ROM], Williamsburg (USA): Institute of Noise Control Engineering of the USA, 2004

[Park 97] Park, Y. C.; Sommerfeldt, S. D.: Global attenuation of brodband noise fields using energy density control. In: *Journal of the Acoustical Society of America* (1997), Nr. 101(1), S .350-359

[Sachau 08] Sachau, D.; Kletschkowski, T.; Kochan, K.: Active Noise Reduction in Bedrooms. In: *Conference Proceedings IMAC XXVI: Conference & Exposition on Structural Dynamics-Technologies for Civil Structures*, Orlando (USA), Bethel, Conn. (USA): Society for Experimental Mechanics, 2008

[Sano 02] Sano, H.; Yamashita, T.; Nakamura, M.: Recent Application of Active Noise and Vibration Control to Automobiles. In: *ACTIVE 2002: Proceedings of the 2002 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Southampton (UK): Institute of Sound and Vibration Research, 2002

[Schirmacher 07] Schirmacher, R.; Lippold, R.; Walter, F.: Praktische Aspekte beim Einsatz von ANC-Systemen in PKW. In: *Fortschritte der Akustik: Plenarvorträge und Fachbeiträge der 33. Deutschen Jahrestagung für Akustik* [CD-ROM], Stuttgart, Berlin: DEGA, 2007

[Sennheiser 07] Sennheiser electronic GmbH & Co. KG: *Vollendeter Sound auf Reisen: die neuen High-End-Kopfhörer PXC 350 und PXC 450 von Sennheiser* [online]. Pressemitteilung: 08.01.2007, erhältlich im Internet unter: http://www.sennheiser.com/sennheiser/home_de.nsf/root/press_archive_1-007_press_release_pxc350-450 [Stand: 22.02.09]

[Snyder 00] Snyder, S. D.: *Active Noise Control Primer*. Berlin: Springer Verlag, 2000

[Sommerfeldt 06] Sommerfeldt, S. D.: Using energy based control to achieve global attenuation. In: *ACTIVE 2006 : Proceedings of the 2006 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Southampton (UK): Institute of Sound and Vibration Research, 2006

[Sommerfeldt 94] Sommerfeldt, S. D.; Nashif, P. J.: An adaptive filtered-x algorithm for energy-based active control. In: *Journal of the Acoustical Society of America* (1994), Nr. 96(1), S .300-306

[Stöbener 02] Stöbener, U.: *Untersuchungen zur Schwingungs- und Schallabstrahlungsregelung flächenhafter Strukturen*. Fortschr.-Ber., VDI Reihe 11, Nr. 307, Düsseldorf: VDI Verlag, 2002

[Swanson 99] Swanson, D. C.; u.a.: Development of a frequency-domain filtered-x intensity ANC algorithm. In: *Applied Acoustics* (1999), Nr. 57, S. 39-49

[Tohyama 91] Tohyama, M.; Suzuki, A.; Sugiyama, K.: Active Power Minimization of a Sound Source in a Reverberant Closed Space. In: *IEEE Transactions on Signal Processing* (1991), Nr. 39(1), S. 246-248

Lebenslauf

Sten Böhme

24.01.1978	Geboren in Wolgast, Ostvorpommern, Deutschland
08/1992 - 06/1996	Runge-Gymnasium Wolgast
	Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
07/1996 - 04/1997	Grundwehrdienstleistender beim PzArtBtl 415 in Eggesin
seit 07/1998	weiterer Dienst in der Bundeswehr
09/1998 - 10/2000	Ausbildung zum Truppenoffizier des Heeres
	Truppengattung Heeresflieger
11/2000 - 08/2001	Ausbildung zum Hubschrauberführer
	in Bückeburg (D) und in Ft. Rucker (USA)
09/2001 - 04/2005	Maschinenbau-Studium an der
	Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg
	Vertiefungsrichtung: Mechanik / Mechatronik
	Abschluss: Diplom-Ingenieur
10/2005 - 10/2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Offizier bei
	Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Sachau,
	Institut für Mechanik, Professur für Mechatronik,
	Fakultät für Maschinenbau, HSU-HH
11/2008 - 06/2009	Bereich Weiterentwicklung der Heeresfliegertruppe in Bückeburg
	Dezernat 3: Technik
seit 07/2009	Truppenfachlehrer Fliegertheorie – Avionik in Bückeburg