



# Vorausberechnung von Strömungs- und Körperschall bei typischen Fahrzeugstrukturen mit dem Ziel der Lärminderungsprognose

## Schlussbericht

zum Vorhaben: Leiser Verkehr – Quellen, Ausbreitung, Prognose  
Verbundprojekt: Akustische Simulationsverfahren (AKUSIM)

### **Teilprojekt TU Dresden:**

Berechnung des Strömungsgeräusches von Fahrzeugstrukturen mit Hilfe der Wanddruckschwankungen (Arbeitspaket 1310);  
Berechnungsverfahren für mittel- und hochfrequenten Körperschall zum Einsatz in der Lärminderung bei Fahrzeugkonstruktionen (Arbeitspaket 1340)

Förderkennzeichen FKZ: 19 U 1074 A

### **Teilprojekt EADS München:**

Aeroakustisches Berechnungsverfahren für typische Fahrzeugstrukturen mit Hilfe der BEM (Arbeitspaket 1320)

Förderkennzeichen FKZ: 19 U 1074 B

### **Teilprojekt DLR Braunschweig:**

Numerisches Verfahren zur strömungsakustischen Bewertung turbulent umströmter Geometrien (Fahrzeugstrukturen), (Arbeitspaket 1330)

Förderkennzeichen FKZ: 19 U 1074 C



April 2005

## Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart Schlussbericht	
3a. Titel des Berichts Vorausberechnung von Strömungs- und Körperschall bei typischen Fahrzeugstrukturen Kurzbezeichnung: Akustische Simulationsverfahren AKUSIM		
3b. Titel der Publikation  zahlreiche Publikationen, siehe Einzelberichte zu den 4 Arbeitspaketen		
4a. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n)) Költzsch, Peter; Delfs, Jan; Grünewald, Michael; Knöfel, Björn		5. Abschlussdatum des Vorhabens April 2005
4b. Autoren der Publikation (Name, Vorname(n))  siehe oben (Punkt 3b)		6. Veröffentlichungsdatum siehe oben (Punkt 3b)
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse)  TU Dresden  EADS München  DLR Braunschweig		7. Form der Publikation siehe oben (Punkt 3b)
13. Fördernde Institution (Name, Adresse)  Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF)  53170 Bonn		9. Ber. Nr. Durchführende Institution
		10. Förderkennzeichen <sup>*)</sup> 19 U 1074 A
		11a. Seitenzahl Bericht 255
		11b. Seitenzahl Publikation siehe oben (Punkt 3b)
		12. Literaturangaben 85
		14. Tabellen 10
		15. Abbildungen 127
16. Zusätzliche Angaben		
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)  PT MVBW Köln 30.04.05		
18. Kurzfassung Der durch Strömungen und Strukturen verursachte Lärm stellt eine erhebliche Belastung der Bevölkerung und der Reisenden beim Hochgeschwindigkeitsverkehr dar. Moderne Lärmschutzstrategien führen durch die akustische Auslegung und Konstruktion zu einem von vornherein bereits leisen Verkehrsmittel. Dies bedeutet, dass die Lärmschutzproblematik vollständig in den Entwurf und in die Konstruktion des Verkehrsmittels integriert werden muss. Diese Strategie der Lärminderung erfordert akustische Modellierungs- und Simulationsverfahren, die die akustische Optimierung des virtuellen, noch nicht gegenständlich vorhandenen Verkehrsmittels ermöglicht. Für diese Zielstellung sind im Rahmen des Forschungsverbundes "Leiser Verkehr" des BMBF in dem hier bearbeiteten Vorhaben "Akustische Simulationsverfahren" in vier Arbeitspaketen einerseits für den Strömungsschall von typischen Fahrzeugstrukturen (mit Strömungsabrissgebieten) aeroakustische Berechnungs- und Bewertungsverfahren (SNGR-CAA, LBM, FWH, Wirbelstörsimulation) entwickelt und mit Hilfe experimenteller Untersuchungen am aeroakustischen Windkanal (Hitzdraht-, Wanddruck-, Mikrofonarray-, Schalldruck-Messtechnik) z. T. validiert worden. Andererseits ist im Bereich des Körperschalls als Berechnungsverfahren die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) für die hochfrequente Schwingungsberechnung für Fahrzeugstrukturen entwickelt und in einer Software umgesetzt worden. Die Ergebnisse wurden bei verschiedenen praxisrelevanten Referenzstrukturen mit Messwerten verglichen, wobei die HFBEM-Berechnungen eine präzisere Prognose des Schwingungsverhaltens der Strukturen als die SEA (Verfahren der Statistischen Energieanalyse) ermöglichen. Die Bearbeitung des Projektes erfolgte an der TU Dresden, im DLR-Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik Braunschweig und bei EADS Deutschland GmbH München.		
19. Schlagwörter Strömungsgeräusche, Körperschall, synthetische Turbulenz, Wirbelimpfverfahren, Lattice-Boltzmann-Verfahren, Ffowcs Williams-Hawkings-Verfahren, Wanddruckschwankungen, Energieflussmethoden, Strömungsmesstechnik, Schallmesstechnik		
20. Verlag		21. Preis

<sup>\*)</sup> Auf das Förderkennzeichen des BMBF soll auch in der Veröffentlichung hingewiesen werden.

## Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN	2. Type of Report Final report	
3a. Report Title  Computation of airframe noise and structure-borne noise of typical vehicle structures Short title: Akustische Simulationsverfahren (Acoustic Simulation Methods) AKUSIM		
3b. Title of Publication  numerous publications, cp. Single reports of the 4 work packages		
4a. Author(s) of the Report (Family Name, First Name(s))  Költzsch, Peter; Delfs, Jan; Grünewald, Michael; Knöfel, Björn		5. End of Project April 2005
4b. Author(s) of the Publication (Family Name, First Name(s))  see above (item 3b)		6. Publication Date see above (item 3b)
8. Performing Organization(s) (Name, Address)  TU Dresden  EADS München  DLR Braunschweig		7. Form of Publication Lectures, Articles in Journals etc.
13. Sponsoring Agency (Name, Address)  Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF)  53170 Bonn		9. Originator's Report No.
		10. Reference No. 19 U 1074 A
		11a. No. of Pages Report 255
		11b. No. of Pages Publication see above (item 3b)
		12. No. of References 85
		14. No. of Tables 10
		15. No. of Figures 127
16. Supplementary Notes		
17. Presented at (Title, Place, Date)  PT MVBW Köln 30.04.05		
18. Abstract  Air flow and structures cause noise which stresses people and voyagers at high speed traffic. Modern noise abatement policies using acoustic dimensioning and construction lead already at the design process to quiet traffic. This means that noise protection has to be completely implemented in the construction process of transportation. This strategy of noise abatement needs acoustic modeling and simulation tools which enable the optimization of the virtual –not yet present- transportation. To achieve this aim, aero acoustic calculation and rating tools (SNGR-CAA, LBM, FWH, Large Eddy Simulation) for flow acoustics were developed at the one side and partly validated with the aid of aero acoustic wind tunnel measurements (hot wire, wall pressure, microphone array, sound pressure level). In the field of structure-borne sound at the other side, the „High frequency Boundary Element Method“ (HFBEM) as calculation method for high frequency vibration predictions of vehicle structures has been tested as alternative to Statistical Energy Analysis (SEA) and has been implemented in a software. The results of HFBEM and SEA have been compared to measurements of reference structures out of different vehicle branches where HFBEM allows a more detailed insight into the structural vibrations than SEA. These four projects (three: flow acoustics, one: structure-borne sound) are all part of the Forschungsverbund „Leiser Verkehr“ (Quiet traffic) of the BMBF. The work has been undertaken by the TU Dresden, the DLR-Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik Braunschweig and the EADS Deutschland GmbH München.		
19. Keywords  Airframe noise, structure-borne noise, SNGR method, Testvortex method, Lattice-Boltzmann method, Ffowcs Williams-Hawkings method, wall pressure fluctuations, Statistical energy analysis SEA, acoustic and aerodynamic measuring techniques		
20. Publisher		21. Price



## Inhalt des Schlussberichtes

### **Vorausberechnung von Strömungs- und Körperschall bei typischen Fahrzeugstrukturen mit dem Ziel der Lärminderungsprognose**

Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 A	TU Dresden
Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 B	EADS München
Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 C	DLR Braunschweig

### Gliederung:

- Gesamteinschätzung zum Vorhaben AKUSIM  
(Ziel, Ergebnisse, Erfahrungen, Besonderheiten)
- Schlussbericht zum Arbeitspaket 1310:  
„Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ (TU Dresden)
- Schlussbericht zum Arbeitspaket 1320:  
„Strömungsgeräusch – BEM“ (EADS München)
- Schlussbericht zum Arbeitspaket 1330:  
„Strömungsgeräusch – aeroakustische Bewertung“ (DLR Braunschweig)
- Schlussbericht zum Arbeitspaket 1340:  
„Körperschall – Energieflussmethode“ (TU Dresden)

#### Anlagen:

- Publikationen



## Schlussbericht

# Vorausberechnung von Strömungs- und Körperschall bei typischen Fahrzeugstrukturen mit dem Ziel der Lärminderungsprognose

Forschungsverbund: Leiser Verkehr

Verbundprojekt 1000: Verkehrslärm – Quellen, Ausbreitung, Prognose

Teilprojekt 1300: Akustische Simulationsverfahren (AKUSIM)

Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 A	TU Dresden
Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 B	EADS München
Förderkennzeichen FKZ:	19 U 1074 C	DLR Braunschweig

*Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter den o. g. Förderkennzeichen gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den jeweiligen Autoren.*

### Vorbemerkung:

Das vorliegende Teilprojekt "Akustische Simulationsverfahren" bestand aus den folgenden vier Arbeitspaketen mit den jeweils genannten Institutionen und Firmen:

#### **Arbeitspaket 1310**

Berechnung des Strömungsgeräusches von Fahrzeugstrukturen mit Hilfe der Wanddruckschwankungen

Kurzbezeichnung: Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen (TUD)

Technische Universität Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Költzsch

#### **Arbeitspaket 1320**

Aeroakustisches Berechnungsverfahren für typische Fahrzeugstrukturen mit Hilfe der BEM

Kurzbezeichnung: Strömungsgeräusch – BEM (EADS)

EADS Deutschland GmbH, Corporate Research Center, München

Projektleiter: Dr. rer. nat. Michael Grünewald

### **Arbeitspaket 1330**

Numerisches Verfahren zur strömungsakustischen Bewertung turbulent umströmter Geometrien (Fahrzeugstrukturen)

Kurzbezeichnung: Strömungsgeräusch – aeroakustische Bewertung (DLR-EA)

DLR, Institut für Entwurfsaerodynamik, Braunschweig

Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. Jan Delfs

### **Arbeitspaket 1340**

Berechnungsverfahren für mittel- und hochfrequenten Körperschall zum Einsatz in der Lärminderung bei Fahrzeugkonstruktionen

Kurzbezeichnung: Körperschall – Energieflussmethode (TUD)

Technische Universität Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation

Projektleiter: Dr.-Ing. Ennes Sarradj/Dipl.-Ing. Björn Knöfel

Das für die TU Dresden bewilligte Teilprojekt bestand aus den im Antrag aufgeführten Arbeitspaketen 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ und 1340 „Körperschall – Energieflussmethode“. Da Strömungs- und Körperschallprobleme physikalisch getrennte Phänomene sind (zumindest in den hier behandelten Problemfeldern), sind in diesem Schlussbericht prinzipiell beide Arbeitspakete getrennt behandelt worden. Dieser Schlussbericht enthält – aus Gründen der fachlichen Geschlossenheit – zunächst die drei Arbeitspakete zum Strömungsschall (1310, 1320 und 1330) und daran anschließend das Arbeitspaket 1340 zum Körperschall. Die Details des Schlussberichtes zu den vier Arbeitspaketen sind jeweils von den dafür verantwortlichen Institutionen in Einzelberichten dargestellt worden.

Dem gemeinsamen Schlussbericht wird eine kurze Darstellung des Zieles und des Ergebnisses vorangestellt, des Weiteren einige relevante Besonderheiten, Nebenergebnisse und Erfahrungen.

### **Gesamtziel des Vorhabens AKUSIM**

(siehe Antragstellung)

Der durch Strömungen und Strukturen verursachte Lärm stellt eine erhebliche Belastung der Bevölkerung und der Reisenden beim Hochgeschwindigkeitsverkehr (Schiene, Straße, Luft) dar. Während die Strategie bisheriger Lärminderungsverfahren weitestgehend auf eine nachträgliche Lärmsanierung am konkreten technischen Gegenstand ausgerichtet war, ist das Ziel zukünftiger Vorgehensweisen beim Lärmschutz, durch die akustische Auslegung des Verkehrsmittels ein bereits leises Verkehrsmittel entstehen zu lassen. Dies bedeutet, dass die Lärmproblematik vollständig in den Entwurf und in die Konstruktion des Verkehrsmittels integriert wird. Das Verkehrsmittel muss bereits „auf dem Reißbrett“, d. h. im Computer, anhand der Kette von der Schallanregung, über die Schallübertragung, Schallabstrahlung, Schallausbreitung und Schallbewertung, im Detail und im Ganzen, akustisch behandelt werden.

Diese Strategie der Lärminderung, die sich gegenwärtig noch im Anfangsstadium befindet, erfordert akustische Modellierungs- und Simulationsverfahren, die die akus-

tische Optimierung des virtuellen, noch nicht gegenständlich vorhandenen Verkehrsmittels ermöglichen.

Für die Realisierung dieser prinzipiell neuartigen Vorgehensweise der Lärmbekämpfung waren im beantragten Vorhaben (vier Arbeitspakete) einerseits für den Strömungsschall von typischen Fahrzeugstrukturen (mit Strömungsabrissgebieten) aeroakustische Berechnungs- und Bewertungsverfahren zu entwickeln und mit Hilfe experimenteller Untersuchungen am aeroakustischen Windkanal zu validieren. Andererseits sollten im Bereich des Körperschalls von Fahrzeugstrukturen ein Berechnungswerkzeug für den mittel- und hochfrequenten Körperschall auf der Grundlage von modernen Energieflussmethoden entwickelt werden.

**Das Gesamtziel des Vorhabens bestand also in der Schaffung und Bereitstellung von Berechnungswerkzeugen für den akustisch optimalen Entwurf ausgewählter, typischer Fahrzeugstrukturen.**

Die resultierenden Berechnungsverfahren sollten an typischen, praxisnahen Fahrzeugstrukturen erprobt werden. Ihre Eingliederung in die bestehende Modellierungs- und Berechnungspraxis bei Fahrzeugherstellern war anzustreben.

#### Bezug des Vorhabens zu den förderpolitischen Zielen des Forschungsverbundes „Leiser Verkehr“

In den Forschungsverbund *Leiser Verkehr* sind – fachlich unverzichtbar – als Querschnittsthemen "Gemeinsame Verfahren und Methoden" integriert worden. Konkrete technische Lärminderungsmaßnahmen sind nur erkenn- und realisierbar, wenn durch den Vorlauf wissenschaftlicher Forschung das in vielen Bereichen bisher ungeklärte Gebiet der Schallentstehung, Schallausbreitung und Schallabstrahlung besser verstanden, durch Modellierungs- und Berechnungsverfahren nachvollziehbar und damit seriöse Grundlagen für eine zielgerichtete Lärminderung geschaffen werden. Als Fernziel sollten die Ergebnisse der im Projekt AKUSIM vorgesehenen Arbeiten in Konstruktionsrichtlinien für leisere Produkte einmünden.

Das vorliegende Forschungsprojekt AKUSIM bezog sich auf das Teilprojekt 1300 „Akustische Simulationsverfahren“. Die dazugehörigen vier Arbeitspakete leisteten einen betont zugeschnittenen Beitrag zu den förderpolitischen Zielen des übergeordneten Verbundprojektes 1000 „Verkehrslärm – Quellen, Ausbreitung, Prognose“. Die vier Arbeitspakete realisierten in ausgezeichneter Weise die Bearbeitung von Problemstellungen mit Querschnittscharakter, d. h. sie betrafen prognostisch die Lärminderung des Schienen-, Straßen und Luftverkehrs.

Die Bedeutung der förderpolitischen Ziele des Teilvorhabens 1300 für das umfassende Ziel der generellen Verminderung des Verkehrslärms können auch durch folgende Aspekte charakterisiert werden:

- Angewandte Grundlagenforschung zur Minderung des Verkehrslärms
- Keine nachträgliche Lärminderung am fertigen Produkt, sondern Erarbeitung von rechnerischen Entwurfswerkzeugen für lärmarme Fahrzeugkonstruktionen und deren Validierung durch Messungen
- Allgemeingültigkeit der Verfahren und der Anwendungsmöglichkeiten für alle Verkehrsmittel
- Intensive Kooperation der beteiligten Partner
- Zusammenarbeit mit Fahrzeugherstellern

## **Ergebnisse des Vorhabens AKUSIM**

(siehe auch: Erfolgskontrollberichte)

### **Arbeitspaket 1310: Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen (TUD)**

#### Ziel laut Antragstellung:

Berechnungsverfahren für die abgestrahlte Schallenergie von abgelösten Strömungen an typischen Fahrzeugstrukturen, realisiert auf der Basis von unterschiedlichen Strömungssimulationen (einschließlich Wanddruckschwankungen) und mit Hilfe einer akustischen Analogie, Validierung des Verfahrens durch Vergleichsmessungen am aeroakustischen Windkanal, Aussagen zur Lärminderung

#### Ergebnisse des Arbeitspaketes 1310:

Das Ziel des Projektes wurde erreicht: Es wurden aeroakustische Berechnungswerkzeuge entwickelt, erprobt, validiert und bereitgestellt, die in einer ersten Variante für den akustisch optimalen Entwurf von leisen Fahrzeugstrukturen zum Einsatz kommen können. Es ist aber festzustellen, dass mit den entwickelten und validierten Berechnungswerkzeugen auf einem – gegenüber der Ausgangssituation – fortgeschritteneren Stand wissenschaftlicher Erkenntnis gleichzeitig eine Fülle neuer Probleme aufgedeckt wurde, deren zukünftige, schrittweise Lösung zu einer weiteren Verbesserung der Berechnungsverfahren führen wird.

Im Projekt wurden, in Abstimmung mit den Arbeitspaketen 1320 und 1330, folgende typische Fahrzeugstrukturen als Referenzstrukturen festgelegt:

#### **Schlitz mit Hohlraum („Hohlraum“)**

Modellierte Fahrzeugstruktur:

Tür- / Klappenschlitz (PKW), Waggon-schlitz / -stöße (Bahn), Schiebedach (PKW)

#### **Vorwärts geneigte Stufe ("Stufe")**

Modellierte Fahrzeugstruktur:

Wasserfangleiste (PKW), Fenstereinfassung (Bahn, PKW)

#### **Halbzylinder mit Heckdreikant ("Strebe")**

Modellierte Fahrzeugstruktur:

Stromabnehmer (Bahn), Außenspiegel (PKW), Fahrwerkskomponenten (PKW)

An diesen Referenzstrukturen wurden in dem Arbeitspaketen 1310, 1320 und 1330 numerische Simulationen, Messungen in aeroakustischen Windkanälen und die entsprechenden Validierungen durchgeführt.

Das **SNGR-CAA-Verfahren** ist zur aeroakustischen Auslegung einer Fahrzeugstruktur gut geeignet. Das Verfahren konnte im AKUSIM-Projekt entscheidend im Hinblick auf eine bessere Störschallvermeidung weiterentwickelt werden. Es wurden erste aussagekräftige Ergebnisse zur Schallerzeugung an der Referenzstruktur "Stufe" (vorwärts geneigte Stufe) damit berechnet. Der Einfluss der Krümmung der Stufenkante auf die strömungsbedingte Schallerzeugung konnte hinsichtlich der Wanddruckschwankungen und des Fernfeldschalldrucks erstmals berechnet werden.

*Informationen zum SNGR-CAA-Verfahren und zur entwickelten bzw. verwendeten Software: Bearbeiter Dipl.-Ing. Marcus Bauer, E-Mail: [marcus.bauer@dlr.de](mailto:marcus.bauer@dlr.de)*



Bei der Anwendung des **Lattice-Boltzmann-Verfahrens** (LBM) wurden Simulationsrechnungen zu den Wanddruckschwankungen bei einigen Testproblemen durchgeführt und ausgewertet. Es zeigte sich, dass Lattice-Boltzmann-Simulationen prinzipiell brauchbare Wanddruckfelder liefern.

*Informationen zum LBM-Verfahren und zur entwickelten bzw. verwendeten Software: Bearbeiter Dipl.-Phys. Andreas Wilde, E-Mail: [Andreas.Wilde@eas.iis.fraunhofer.de](mailto:Andreas.Wilde@eas.iis.fraunhofer.de)*

Im Mittelpunkt der LBM-Bearbeitung standen theoretische Untersuchungen zur Anwendbarkeit und Leistungsfähigkeit des Lattice-Boltzmann-Verfahrens für strömungsakustische Simulationen. Im Ergebnis dieser Arbeiten wurde festgestellt,

- dass das Lattice-Boltzmann-Verfahren die Ausbreitung von Schallwellen, inklusive der Konvektions-(Doppler)Effekte innerhalb seines Gültigkeitsbereiches korrekt beschreibt,
- dass die numerischen Fehler vergleichbar mit anderen Verfahren 2. Ordnung sind, wobei die im Vergleich zu herkömmlichen Navier-Stokes-Lösern geringe Dissipation von Schallwellen als besonderes Merkmal herauszuheben ist.

Damit steht fest, dass das Lattice-Boltzmann-Verfahren zur Simulation strömungsakustischer Probleme geeignet ist.

Mit dem LBM-Verfahren wurden Simulationen von Testproblemen der ausgewählten Referenzstrukturen durchgeführt:

- Referenzstruktur "Hohlraum" (Schlitz mit Hohlraum): Die 3d-Simulation dieses Testfalles mit dem kommerziellen Programm PowerFLOW ergab eine sehr gute Übereinstimmung mit in der Literatur vorhandenen Windkanalexperimenten. Die 2d-Simulationen mit einem selbst implementierten Code zeigten ebenfalls gute Ergebnisse.
- Referenzstruktur "Strebe" (Halbzylinder mit Heckdreikant): Die 3d-Simulation dieses Testfalles mit dem kommerziellen Programm PowerFLOW ergab eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des in diesem Projekt durchgeführten Windkanalexperimentes.
- Referenzstruktur "Stufe" (vorwärts geneigte Stufe): Aus Kapazitätsgründen konnten zu diesem Testfall nur 2d-Simulationen durchgeführt werden, die qualitativ ähnliche Resultate wie die Rechnungen am DLR erbrachten.

Zum Programmpunkt **Wanddruckschwankungen** wurden einerseits mit den numerischen Verfahren (SNGR-CAA bzw. LBM) Wanddruckfelder bei den Referenzstrukturen berechnet, andererseits wurden im Windkanal Messungen mit Wanddruckaufnehmern durchgeführt. Die Vergleiche zwischen den Simulationsergebnissen und den Messwerten sind im ausführlichen Ergebnisteil beschrieben.

Der Problemkreis des prinzipiellen Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernfeldschalldruck bei überströmten bzw. umströmten Strukturen wurde in einem umfassenden Recherchebericht wissenschaftlich aufgearbeitet, dabei wurde der gegenwärtige Erkenntnisstand einer kritischen Wertung unterzogen. Das Fazit ist, dass es einerseits zahlreiche Theorien gibt, die das Fernschallfeld aus den Wanddruckschwankungen als akustische Quelle zu berechnen gestatten, dass es dafür auch durch Messungen validierte Beispiele gibt, dass aber andererseits immer wieder grundsätzliche Zweifel an der Existenz eines eindeutigen Zusammenhanges zwischen den Wanddruckfeldern und dem Fernfeldschalldruck geäußert und begründet werden. Es fehlt bisher eine vollständige Theorie über den Zusammenhang zwischen erstens dem Strömungsfeld um eine umströmte Struktur,

zweitens den durch dieses Strömungsfeld auf die Struktur aufgeprägten Wanddruckschwankungen und die im Nachlauf gegebenen Druckschwankungen sowie drittens der ins Fernfeld abgestrahlten Schallenergie.

*Informationen zum Projektteil "Wanddruckschwankungen": Bearbeiter Prof. Dr. Peter Költzsch, E-Mail: [Peter.Koeltzsch@ias.et.tu-dresden.de](mailto:Peter.Koeltzsch@ias.et.tu-dresden.de)*

Im Rahmen des **messtechnischen Teils des Projektes AKUSIM** (Strömungslärm) wurde die akustische und aeroakustische Messtechnik am Windkanal der TU Dresden im Hinblick auf die messtechnische Validierung von Strömungslärmsimulationen an Fahrzeugstrukturen entscheidend weiterentwickelt. Das betrifft insbesondere die Auslegung, die Erprobung und den Einsatz von aeroakustischen Windkanälen (mittlerweile sind in den letzten drei Jahren an der Universität Erlangen, bei der Bosch GmbH und an der BTU Cottbus aeroakustische Windkanäle nach dem Dresdner Vorbild gebaut worden, bei denen die Erfahrungen des Windkanals der TU Dresden, auch aus dem AKUSIM-Projekt, eingeflossen sind), des Weiteren die Mikrofonarray-technik zur Schallquellenortung an umströmten Strukturen (gemeinsam entwickelt mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, einer Ausgründung aus dem akustischen Institut der TU Dresden) sowie zahlreiche Erkenntnisse im praktischen Bereich der Wanddruckmesstechnik, der Korrelationsmesstechnik und der Messung von akustischen Richtcharakteristiken. Des Weiteren wurde ein neues Messverfahren zur Ermittlung der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung im reflexionsarmen Raum entwickelt, bei dem mit kleinen elektroakustischen Schallstrahlern die strömungsbedingten Schallerzeugungsmechanismen modelliert werden. Dieses Verfahren kann zur Ermittlung der Schallabstrahlung von Fahrzeugstrukturen angewendet werden, im Projekt AKUSIM erfolgte dies für die Referenzstruktur "Strebe" (Halbzylinder mit Heckdreikant).

*Informationen zum messtechnischen Teil des Projektes: Bearbeiter Dipl.-Ing. Andreas Zeibig, E-Mail: [Andreas.Zeibig@ias.et.tu-dresden.de](mailto:Andreas.Zeibig@ias.et.tu-dresden.de)*

Neben der Entwicklung der Messtechnik wurde im Projekt AKUSIM, Arbeitspaket 1310, die Referenzstruktur „Strebe“ (Halbzylinder mit Heckdreikant) mit verschiedenen Heckdreikantlängen ( $l/d=2,5$ ;  $l/d=4$  und  $l/d=5$ ) vermessen. Dabei konnte eine Abhängigkeit der hydrodynamischen Schwingungsformen und damit auch der spektralen Zusammensetzung des Umströmungsgeräusches von der Länge des Nachlaufdreikants festgestellt werden. Die Hauptschwingungsform wird wie erwartet durch die Kármánsche Wirbelstraße gebildet, als zweite dominante Schwingungsform tritt mit großer Wahrscheinlichkeit eine akustisch-hydrodynamische Rückkopplung nach einem von ROSSITER bereits beschriebenen Mechanismus auf.

Die Untersuchungen im Projekt AKUSIM haben gezeigt, dass die messtechnische Validierung numerischer Simulationen beim gegenwärtigen Stand der numerischen Berechnungsverfahren unverzichtbar ist. Dabei müssen zum Zwecke der Validierung die Bedingungen der numerischen Simulationen und der messtechnischen Untersuchungen wechselseitig aneinander angepasst werden (Definition von Referenzstrukturen, wie im Projekt AKUSIM erfolgt, bzw. Benchmark-Fälle).

### **Arbeitspaket 1320: Strömungsgeräusch – BEM (EADS)**

#### Ziel laut Antragstellung:

Aeroakustische Berechnungsverfahren für Strömungen mit Abrissgebieten an typischen Fahrzeugstrukturen, Ankopplung eines BEM-Verfahrens an die Ergebnisse

der Strömungsberechnungen, Berücksichtigung von Reflexionen und des Quadrupol-Schallanteils, Aussagen zur Lärminderung

#### Ergebnisse des Arbeitspaketes 1320:

Das Projektziel wurde erreicht. Die aeroakustischen Berechnungen wurden mit Hilfe des Programms FLOWNOISE durchgeführt, das auf der Ffowcs Williams-Hawkings Theorie (FWH) der Schallabstrahlung von umströmten Körpern beruht, gekoppelt mit der Software SYSNOISE. Dazu wurde auf der Oberfläche des Körpers das Druckschwankungsfeld sowie das Geschwindigkeitsfeld im Strömungsvolumen mit dem EADS CRC Verfahren AEOLUS sowie mit dem kommerziellen Verfahren CFX berechnet. Mit diesen Quelltermen liefert dann das FWH-Verfahren FLOWNOISE die Schallenergieanteile im Fernfeld.

Für die Strömungsberechnungen wurde wie bereits erwähnt die Software AEOLUS und das kommerzielle Programm CFX eingesetzt. Das CRC interne Programm AEOLUS sowie das Verfahren CFX sind parallelisierte 2D-CFD-Verfahren zur Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen auf unstrukturierten Gittern mit unterschiedlichen Zeitintegrations- und Konvergenzbeschleunigungsroutinen. Im Rahmen des Projekts wurden verschiedene Turbulenzmodelle untersucht. Die sich dann im verwendeten hybriden FWH-Verfahren anschließenden akustischen Berechnungen erfolgten mit der Boundary Element Methode (BEM) zur Lösung der Wellengleichung auf strukturierten sowie unstrukturierten Gittern. Das Verfahren ermöglicht die Berechnung der Nahfeldterme und der Dipol- bzw. Quadrupolanteile im Fernfeld.

Von den im AKUSIM-Projekt definierten typischen Fahrzeugstrukturen wurden die Referenzstruktur "Stufe" (vorwärts geneigte Stufe) und die Referenzstruktur "Hohlraum" (Schlitz mit Hohlraum) experimentell untersucht.

Beide Referenzstrukturen wurden im Akustischen Windkanal im DLR-Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik in Braunschweig vermessen.

Bei der Referenzstruktur „Stufe“ wurden drei Varianten untersucht, und zwar eine vorwärtsgeneigte Geometrie mit scharfer Kante, mit halbabgerundeter Kante sowie mit vollabgerundeter Kante. Die Geometrien wurden bei Geschwindigkeiten von  $u = 30\text{m/s}$  bis zu  $u = 60\text{ m/s}$  angeströmt und mittels Hitzdrahtmessungen, Fernfeldmessung, Oberflächendruckmessung und Array-Messung untersucht.

Die Auswertung der Daten zeigte, dass eine volle Abrundung der Kante bei  $u = 60\text{ m/s}$  eine Schallpegelreduzierung von etwa 8dB gegenüber der Variante mit scharfer Kante liefert. Der Unterschied zwischen halbabgerundeter und vollabgerundeter Stufe ist nahezu vernachlässigbar.

Im Falle des Hohlraums ergab sich bei 60 m/s eine Resonanzfrequenz von etwa 1800 Hz.

Die Strömungssimulation mit dem Programm CFX in Kombination mit FLOWNOISE lieferte bei der Referenzstruktur „Stufe“ ein gutes Ergebnis. Die Simulation am Hohlraum hingegen lieferte zwar die im Experiment gemessene Resonanzfrequenz, jedoch nicht die Amplitude bei dieser Frequenz.

Die Strömungssimulation mit dem Verfahren AEOLUS zeigte beim Hohlraum ab einer Frequenz von etwa 2kHz gute Ergebnisse. Unterhalb dieser Frequenz ist jedoch das Ergebnis nicht eindeutig. Bei der Auswertung des Schallpegels mit und ohne Quadrupolanteil ergaben sich mit dem Programm AEOLUS vernachlässigbare Unterschiede, da die Anströmgeschwindigkeiten zu gering sind. Der Einfluss der

Quadrupole ist bei den untersuchten Geometrien erst bei höheren Geschwindigkeiten sichtbar.

Die Lokalisierung der Schallquellen mit der Beam-Forming Methode lieferte im Falle des Hohlraums gute Ergebnisse. Bei der Frequenz von etwa 2kHz konnten die Quellen eindeutig lokalisiert werden.

Die Messungen zeigten bei den vorwärtsgeneigten Stufen sowie am Hohlraum Ergebnisse, welche mit denen aus der Literatur vergleichbar sind.

Gewisse Unterschiede zu den Rechenergebnissen sind darauf zurückzuführen, dass bei den Simulationen die Strömung zweidimensional betrachtet worden ist. Die Resonanzfrequenz der Referenzstruktur „Hohlraum“ konnte zwar eindeutig wiedergegeben werden, aber die Wechseldruckamplitude nicht. Durch eine dreidimensional Betrachtung der Strömung könnten diese Differenzen zu den Messungen mit großer Wahrscheinlichkeit geklärt werden.

*Informationen zum Arbeitspaket 1320 und zur entwickelten bzw. verwendeten Software: Bearbeiter Dr. Michael Grünewald, E-Mail: [Michael.Gruenewald@eads.net](mailto:Michael.Gruenewald@eads.net), Dipl.-Ing. Benjamin Basel, E-Mail: [Benjamin.Basel@eads.net](mailto:Benjamin.Basel@eads.net) und Dipl.-Ing. Alexander Kolb, E-Mail: [Alexander.Kolb@eads.net](mailto:Alexander.Kolb@eads.net)*

### **Arbeitspaket 1330: Strömungsgeräusch – aeroakustische Bewertung (DLR-IAS)**

#### Ziel laut Antragstellung:

Aeroakustisches Bewertungsverfahren für Umströmungslärm an komplexen Geometrien (Strukturen) am Rechner, realisiert auf der Basis nichtlinearer Störungsgleichungen mit Implementierung in ein CAA-Verfahren, Bewertung komplexer überströmter Strukturen durch Vergleich der berechneten Schallabstrahlung als Reaktion auf eine praxisnahe Wirbelstärkeanregung, Aufdecken der aeroakustischen Quellmechanismen, Aussagen zur Lärminderung

#### Ergebnisse des Arbeitspaketes 1330:

Das Projektziel wurde erreicht: auf der Basis eines beim DLR bestehenden numerischen linearen Simulationsverfahrens zur Berechnung von Umströmungsgeräuschen bei Hochauftriebskomponenten an Flugzeugtragflügeln wurde ein Verfahren entwickelt, mit dem eine akustische Bewertung von umströmten Bauteilen an Fahrzeugen auf rein rechnerischem Wege vorgenommen werden kann. Eine Reihe wesentlicher Nebenergebnisse konnte erzielt werden, die für die weitere Entwicklung der CAA-Verfahren von großer Bedeutung sind:

- Störungssimulationen müssen in der Tat nichtlinear ausgeführt werden für Probleme, bei denen selbsterregte Schwingungen des Nachlaufs auftreten.
- Die Nutzung von Störungsgleichungen für nichtviskose Stördynamik erfordert bei Problemen mit selbsterregten Schwingungen zwingend die Einführung einer Wanddämpfung der Geschwindigkeitsstörungen, dann aber kann ihr Rechenzeitvorteil gegenüber viskosen Störungssimulationen genutzt werden.
- Reflexionsarme Ausströmrandbedingungen auf der Basis der „Sponge-layer“ arbeiten auch zufrieden stellend bei nichtlinearen Störsimulationen und sind zudem robust.
- Numerische Filter zeigen deutliche Vorteile gegenüber dem künstlich-selektiven Dämpfen von unteraufgelösten Störanteilen.

- Eine spezielle Filterung an Wandpunkten musste entwickelt werden, um in allen Fällen stabile Simulationen zu erhalten.

Insgesamt sind wichtige Erfahrungen auf dem Gebiet der Vorhersage von Umströmungslärm an Fahrzeugstrukturen gemacht worden. Die Gelegenheit, im Rahmen des Projekts an aeroakustischen Aufgabenstellungen verschiedenster Art arbeiten zu können, hat das Wissen um den Gültigkeitsbereich von numerischen Parametern wesentlich erweitert. Es hat sich wieder einmal gezeigt, dass selbst bei vermeintlich stark vereinfachten Problemen höchst komplexe Phänomene mit z.T. verblüffenden Ergebnissen auftreten können (z.B. Wechsel von Schwingungsformen bei kleinen Änderungen der Geometrie an der untersuchten Strebenstruktur). Die Ergebnisse der Simulationen für die Strebe zeigen zwar (wie erwartet) selbsterregte Schwingungen des Nachlaufs; allerdings gibt es hierzu Verbesserungsbedarf hinsichtlich der korrekten Frequenzlage der vorhergesagten Töne. Möglicherweise könnten dreidimensionale Simulationen die Abweichungen zu den Experimenten erklären, in denen die 3D-Situation des Versuchsaufbaus genauer wiedergeben würde. Da festgestellt wurde, dass die selbsterregten Schwingungen von der Wahl des Turbulenzmodells in der Strömungsrechnung abhängen, müssen offenbar für aeroakustische Rechnungen die jeweils höchstwertigen verfügbaren Turbulenzmodelle eingesetzt werden.

*Informationen zum Arbeitspaket 1330 und zur entwickelten bzw. verwendeten Software: Bearbeiter Prof. Dr. Jan Delfs, E-Mail: [Jan.Delfs@dlr.de](mailto:Jan.Delfs@dlr.de) sowie Dr. Murat Sabanca, E-Mail: [Murat.Sabanca@dlr.de](mailto:Murat.Sabanca@dlr.de)*

### **Arbeitspaket 1340: Körperschall – Energieflussmethode (TUD)**

Ziel laut Antragstellung: Bereitstellung eines Berechnungsverfahrens für die Ausbreitung von mittel- und hochfrequentem Körperschall auf der Basis von Energieflussmethoden, das sich in die bestehende Modellierungs- und Berechnungspraxis einpassen lässt und damit zur Unterstützung der lärmarmen Konstruktion von Verkehrsmitteln beiträgt

#### Ergebnisse des Arbeitspaketes 1340:

Es ist ein alternatives Berechnungsverfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) für die hochfrequente Schwingungsberechnung für Fahrzeugstrukturen entwickelt und in einer Software umgesetzt worden. Diese ist im Zusammenhang mit Messwerten verschiedener praxisrelevanter Referenzstrukturen getestet worden, wobei die HFBEM-Berechnungen eine präzisere Prognose des Schwingungsverhaltens der Strukturen als die SEA (Verfahren der Statistischen Energieanalyse) ermöglicht.

Für die rechnerischen und messtechnischen Arbeiten innerhalb dieses Projektes wurden – in Abstimmung mit Fahrzeugherstellern – die im Folgenden genannten, typischen Fahrzeugstrukturen als Referenzstrukturen ausgewählt und untersucht.

- Bodenblech eines Volkswagens T4 Modells mit zwei angekoppelten Radhäusern: Im Versuchsaufbau wurde die reale Punktschweißverbindung des Bodenbleches mit den Radhäusern durch Schrauben abgebildet. Als eine veränderte Variante werden die Ränder des Bleches und der Radhäuser mit einer Dämpfungsschicht beklebt.

- Verrippte Platte:  
Verrippte Platten finden als Bodenbleche oder Fahrzeugseitenwände Verwendung; die Versteifungen werden dabei mit der Grundplatte fest verbunden und verändern somit die mechanischen Grundeigenschaften der Platte. Für die Untersuchungen wird zunächst die unversteifte Grundplatte betrachtet, danach die Platte erstens mit aufgebracht Längsversteifungen, zweitens mit Querversteifungen sowie drittens mit Längs- und Querversteifungen.
- Fußboden eines Personenwaggon (Schienenfahrzeuge):  
Die Besonderheit dieser Fußböden ist die gegenüber der Breite sehr große Länge der Struktur. Der zu untersuchende Fußboden eines Personenwaggon besteht aus Sperrholzverbundplatten mit viskoelastischer Zwischenschicht. Die Lagerung der Fußbodenplatten erfolgt schwimmend über eine Gummischicht auf dem Fahrzeugrahmen (Sylomerstreifen). Die zu untersuchende Referenzstruktur soll modellhaft das Verhalten des Fußbodens eines Hochflurpersonenzuges bei Anregung über den Rahmen widerspiegeln. Daher wird ein Aufbau des Hochflurbereiches im Maßstab 1:2 nachgebildet.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Plattenranddämpfung, die eine Eingangsgröße für die HFBEM-Berechnung darstellt, bei allen untersuchten Strukturen vernachlässigt werden konnte und dass die Trennung zwischen Struktur-Randdämpfung und Struktur-Materialdämpfung erst bei hohen Frequenzen (ca.  $f > 4\text{kHz}$ ) wirksam wird, da eine Randdämpfung bei mittleren und tiefen Frequenzen für die hier verwendeten Versuchsanordnungen kaum auftritt und somit die Randdämpfung dann in sehr guter Näherung gleich null ist. Die messtechnische Bestimmung der Randdämpfung ist über eine Messung des Abstrahlgrades aller Referenzstrukturen im Hallraum des Institutes für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden erfolgt. Auch bei hohen Frequenzen hat es sich als nicht wesentlich erwiesen, die Randdämpfung bei der HFBEM-Berechnung mit zu berücksichtigen, weil ihr Einfluss auf die Berechnungsergebnisse erst bei sehr hohen Randdämpfungen spürbar ist.

Bei der Geometriegenerierung des Randes hat sich gezeigt, dass die HFBEM-Berechnung wesentlich genauer erfolgt, wenn die Trennstellen zwischen verschiedenen Gebieten (z. B. Übertragung über T-Träger der verrippten Platte) sehr fein diskretisiert werden. Außerdem zeigte sich, dass numerische Ungenauigkeiten, die bei der HFBEM-Berechnung an Platten-Ecken auftreten können, gut vermieden werden können, wenn die Ecken einer Struktur bereits bei der mesh-Generierung mit einem kleinen Radius abgerundet werden. Diese minimale Änderung der zu modellierenden Strukturen hat weder auf die SEA-Berechnungen, noch auf die Messungen einen nachweisbaren Einfluss, sie kann aber die HFBEM-Berechnungen verbessern. In einem weiteren Schritt wäre es denkbar, die Berechnung an die Strukturgeometrie besser anzupassen und somit numerische Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Normalenvektoren oder Quellstärken der sekundären Randquellen in Ecken zu vermeiden.

Während die SEA eine teilweise deutlich geringere Berechnungszeit als die HFBEM aufweist, kann die HFBEM genauere Körperschallschnellepegel vorausberechnen und eine örtliche Abhängigkeit dieser Pegel bestimmen. Außerdem ist es ohne Probleme möglich, die für die HFBEM verwendeten Geometriedaten der Strukturen (Randdiskretisierung, Flächendiskretisierung) in CAE-Programmen zu generieren und in die HFBEM-Berechnung zu übernehmen. Bei höherer Strukturdämpfung, wie

sie meist bei verkoppelten Strukturen auftritt, sind bei einer HFBEM-Berechnung detailliertere Ergebnisse als durch die SEA zu erwarten. Bei niedriger Dämpfung hingegen ist die SEA durch ihre kurze Berechnungszeit zu bevorzugen.

Alternativ zur bestehenden Berechnung der Körperschallausbreitung mit der Statistischen Energieanalyse (SEA) ist ein alternatives Verfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), auf seine Anwendbarkeit in der Praxis getestet worden. Es hat sich gezeigt, dass die HFBEM für alle Referenzstrukturen geeignet ist, das Schwingungsverhalten dieser Strukturen genauer bzw. mit gleicher Qualität wie die SEA vorauszuberechnen.

*Informationen zum Arbeitspaket 1340 und zur entwickelten bzw. verwendeten Software: Bearbeiter Dipl.-Ing. Björn Knöfel, E-Mail: [bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de](mailto:bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de) sowie Dr. Ennes Sarradj, E-Mail: [Ennes.Sarradj@akustikforschung.de](mailto:Ennes.Sarradj@akustikforschung.de)*

## **Nebenergebnisse, gesammelte Erfahrungen, Besonderheiten des Vorhabens AKUSIM**

(siehe auch: Erfolgskontrollberichte zu den Arbeitspaketen)

- Die in den Arbeitspaketen 1310 und 1340 antragsseitig ursprünglich nicht geplanten Aufträge an Dritte erwiesen sich als besonders wertvolle Bereicherung des Projektes, und zwar die Aufträge an das Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen Fhl IS Dresden und an die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden. Die jeweils beteiligten Wissenschaftler dieser beiden Einrichtungen, Dipl.-Phys. A. Wilde bzw. Dr. E. Sarradj, sind ehemalige Mitarbeiter der TU Dresden und konnten auf diese Weise ihre reichhaltigen Erfahrungen mit den Problemen des Strömungsschalls und des Körperschalls nutzbringend in das Projekt AKUSIM einbringen.
- Für die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, eine Ausgründung aus dem Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden, bedeuteten die zwei Aufträge "an Dritte" eine außerordentliche Stärkung und Förderung der Ausgründung. Andererseits war die Nutzung des fachlichen Potentials dieser ausgegründeten Institution ein großer Gewinn für das Gelingen des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“. Eines der Hauptarbeitsgebiete der Gesellschaft für Akustikforschung ist die Schallquellenortung, insbesondere mit Mikrofonarrays und Beamforming. Im Rahmen einer von der TU Dresden und der Gesellschaft für Akustikforschung gemeinsam betreuten Diplomarbeit konnten wichtige Erfahrungen in der Entwicklung von Mikronarrays gesammelt werden, welche zur Entwicklung des Produkts „AcoustiCam“ durch die Firma Akustikforschung führte. Mit diesem Messsystem wurden erfolgreich Messungen am AKUSIM-Modell „Strebe“ durchgeführt.
- Für das Arbeitspaket 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ und für das Arbeitspaket 1340 „Körperschall – Energieflussmethode“ wurden wissenschaftliche Mitarbeiter eingestellt, die Absolventen unseres Instituts sind. Sie haben in ihren Diplomarbeiten bzw. in vorangegangenen DFG-Projekten numerische bzw. experimentelle Vorhaben der technischen Akustik behandelt, so dass sie mit relativ kurzen Einarbeitungszeiten mit hoher Fachkompetenz bis zum Abschluss (30.4.2005) des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“ mitarbeiten konnten.

- Herr Dipl.-Ing. M. Bauer, der die numerischen Untersuchungen mit dem SNGR-CAA-Verfahren im Arbeitspaket 1310 durchführte, wurde zum 1. Februar 2004 in Form eines Gastaufenthaltes an das Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Braunschweig delegiert. In der Arbeitsgruppe von Prof. Dr. J. Delfs konnte Herr Bauer im wissenschaftlichen Umfeld des DLR das SNGR-CAA-Verfahren besser als an der TU Dresden praktizieren und das wissenschaftskritische Potential der Arbeitsgruppe von Prof. Delfs in ausgezeichneter Weise für das AKUSIM-Projekt nutzen. Als Ergebnis dieses AKUSIM-Gastaufenthaltes wird Herr Bauer anschließend als Doktorand am DLR-Institut in Braunschweig, an einer vertiefenden wissenschaftlichen Untersuchung zum SNGR-CAA-Modell, arbeiten.
- Auf Grund des Kooperationsvertrages zwischen den am Verbundprojekt AKUSIM beteiligten Institutionen (TU Dresden, DLR Braunschweig, EADS München) und auf der Basis der vier detaillierten Arbeitspakete haben die zahlreichen, daran mitarbeitenden Wissenschaftler in der Projektlaufzeit insgesamt 5 Arbeitstreffen, wechselseitig bei den projektbearbeitenden Institutionen, durchgeführt. Diese Arbeitstreffen waren jeweils durch die fachlichen Vorträge der Bearbeiter, durch die Übersichten zum Stand der Bearbeitung in den einzelnen Arbeitspaketen durch die Teilprojektverantwortlichen (Balkenpläne, Meilensteine, Zwischentermine) sowie z. T. kritische Diskussionen zur Auswahl der Fahrzeugstrukturen und der rechnerischen/numerischen/experimentellen Verfahren gekennzeichnet.
- Ein wichtiges Problem bei der numerischen Simulation von Umströmungsgeräuschen und bei den unbedingt notwendigen Validierungen dieser Simulationen sind einheitliche Referenzstrukturen (so genannte Benchmarkprobleme), an denen ein Vergleich zwischen verschiedenen rechnerischen Simulationsverfahren untereinander und der Vergleich zur Messung möglich wird. Die im Rahmen des AKUSIM-Projektes definierten Referenzstrukturen (siehe Abschnitt I.3.) stellen typische Beispiele allgemeiner Umströmungslärmquellen an Fahrzeugen dar. Sie repräsentieren einerseits generische Strukturen in Bezug auf die Komponenten von Fahrzeugen und andererseits generische Strömungsfälle in Bezug auf die Schallerzeugung und Schallabstrahlung bei ihrer Umströmung. Diese zuerst nur im AKUSIM-Projekt verwendeten Referenzstrukturen (Strebe, Stufe, Hohlraum) finden mittlerweile auch Anwendung in Simulationen und Messungen bei anderen Forschungsprojekten und an anderen Forschungsinstitutionen (z. B. Universität Erlangen). Damit besteht die Aussicht, dass mit einigen der im AKUSIM-Projekt definierten generischen Strukturen und Strömungsfälle neue Benchmarkfälle für die aeroakustische Simulation von Fahrzeugstrukturen geschaffen worden sind.
- Bei der Entwicklung der im AKUSIM-Projekt erforderlichen Versuchsanlagen und der notwendigen Messtechnik konnten erhebliche Verbesserungen gegenüber dem vorangegangenen Stand erreicht werden. Das betrifft insbesondere die Auslegung, die Erprobung und den Einsatz von aeroakustischen Windkanälen (mittlerweile sind in den letzten drei Jahren an der Universität Erlangen, bei der Bosch GmbH und an der BTU Cottbus aeroakustische Windkanäle nach dem Dresdner Vorbild gebaut worden, bei denen die Erfahrungen des Windkanals der TU Dresden, auch aus dem AKUSIM-Projekt, eingeflossen sind), des weiteren die Mikrofonarraytechnik zur Schallquellenortung an umströmten Strukturen (gemeinsam entwickelt mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden) sowie einige Erkenntnisse im praktischen Bereich der Wanddruckmesstechnik, der Korrelationsmesstechnik und der Messung von akustischen Richtcharakteristiken.



- Das Messverfahren zur Ermittlung der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung im reflexionsarmen Raum, bei dem mit kleinen elektroakustischen Schallstrahlern die strömungsbedingten Schallerzeugungsmechanismen modelliert werden, ist bisher aus der Fachliteratur nicht bekannt. Es wurde im Rahmen eines Vorgängerprojektes zu AKUSIM in den Anfängen entwickelt, im AKUSIM-Projekt aber entscheidend weiter ausgestaltet und für die Referenzstruktur "Strebe" (Halbzylinder mit Heckdreikant) praktiziert. Das Verfahren kann für die aeroakustische Optimierung von Fahrzeugen umfassend als Modellverfahren genutzt werden.
- Die Automobilindustrie hat Interesse an dem neuen Rechenverfahren des DLR gezeigt. Die Bedeutung von aerodynamischen Geräuschen an Kraftfahrzeugen und schnellem Zugverkehr ist derart gewachsen, dass eine Beauftragung zu numerischen Vorhersageproblemen bis hin zur Übernahme der Rechenverfahren in der Fahrzeugindustrie bei weiterer Steigerung der Benutzerfreundlichkeit in 3 Jahren denkbar ist. Auch die Anwendung der hier entwickelten nichtlinearen Störungssimulation in anderen Bereichen mit abgelösten Strömungsfeldern wie Klimaanlageanlagenrohrsysteme etc. ist hochwahrscheinlich. Das Vorhaben AKUSIM hat hierzu eine hervorragende Basis geschaffen.
- Auch im Zusammenhang mit der Projektbearbeitung des LBM-Verfahrens gab es zahlreiche Kontakte zur Automobilindustrie. Die Exa GmbH, der Hersteller des einzigen, kommerziell verfügbaren Strömungssimulators PowerFLOW auf Basis des Lattice-Boltzmann-Verfahren, hat (unabhängig von diesem Projekt) zusammen mit verschiedenen Automobilherstellern ein aeroakustisches Konsortium gegründet, das die Anwendung des Lattice-Boltzmann-Verfahren in der Strömungsakustik untersucht. In dieses Konsortium war der Bearbeiter des LBM-Verfahrens im AKUSIM-Projekt, Dipl.-Phys. A. Wilde, integriert. Daraus ergaben sich für den Entwicklungs- und Anwendungsbereich aeroakustischer LBM-Software fruchtbare, intensive Fachdiskussionen und zahlreiche gegenseitige Konsultationen.
- Im Projektablauf des DLR war – ebenso wie in den anderen Projektteilen – eine ganze Reihe von „wissenschaftlichen Hürden“ zu überwinden, um Simulationsverfahren für hochabgelöste Strömungen lauffähig zu machen. Das infolge des Vorhabens gewonnene Wissen um ganz essentielle Details bei der Implementierung der Verfahren und das in der Anwendung auf die Testfälle gewonnene Know-how stellen einen Vorsprung auf dem Gebiet gegenüber anderen Gruppen dar. Das Stör simulationsverfahren kann als neuer verallgemeinerter Ansatz für aeroakustische Simulationen in der Computational Aeroacoustics (CAA) eingeschätzt werden. Es eröffnen sich hiermit wissenschaftliche Arbeitsgebiete in anderen Anwendungszweigen, wie z. B. die turbulenzbedingte Schallerzeugung in Strömungskanälen (Klimaanlagen, Abgasrohre, etc.), bis hin zu Resonanzphänomenen in solchen Strömungen. Das im Rahmen des Projekts so erweiterte Simulationsverfahren stellt eine geeignete Basis für eine neue stochastische Turbulenzmodellierung für die Beschreibung der Quellen dar.
- Das DLR-Teilprojekt hat eine erste Version eines Simulationsverfahrens zur akustischen Bewertung von umströmten Fahrzeuggeometrien hervorgebracht. Es erlaubt definitionsgemäß einen Vergleich von unterschiedlich gestalteten Fahrzeuggeometrien hinsichtlich ihrer Schallabstrahlung (also eine Relativaussage unter verschiedenen Alternativen) und kann damit bereits als Entwurfswerkzeug dienen. Eine Absolutvorhersage des erzeugten Schalls ist hiermit noch nicht möglich. Diese bedarf einer weitergehenden Modellierung der schallerzeugenden Turbulenz. Ansatzpunkte hierzu bestehen und eine Kombination mit dem jetzt be-

reit stehenden CAA-Verfahren würde hier mit hoher Wahrscheinlichkeit zum Erfolg führen. Auf der Basis eines solchen Verfahrens wäre dann nicht nur die akustische Entwurfsunterstützung möglich, sondern die Direktvorhersage des tatsächlich erzeugten Schalls. Die Möglichkeiten reichen dann langfristig bis zu einer virtuellen Lärmzertifizierung von Fahrzeugen oder z.B. die Auswirkung von baulichen Veränderungen auf die Lärmzertifizierung eines Fahrzeugs.

Für eine detaillierte Darstellung der Ergebnisse sei auf die Ausführungen unter II.1. dieses Berichtes bzw. auf die unter II.4. genannten Veröffentlichungen verwiesen (siehe auch die Anlagen zu diesem Bericht).

# Berechnung des Strömungsgeräusches von Fahrzeugstrukturen

## Schlussbericht

zum Vorhaben: Leiser Verkehr – Quellen, Ausbreitung, Prognose  
Verbundprojekt: Akustische Simulationsverfahren (AKUSIM)  
Teilprojekt TU Dresden: Strömungsgeräusch-Wanddruckschwankungen,  
Körperschall–Energieflussmethode  
Hier: Strömungsgeräusch-Wanddruckschwankungen (Arbeitspaket 1310)  
Förderkennzeichen FKZ: 19 U 1074 A



April 2005

---

# Inhaltsverzeichnis

Vorbemerkung

## **I. Kurze Darstellung zum Arbeitspaket 1310**

- I.1. Aufgabenstellung
- I.2. Voraussetzungen
- I.3. Planung und Ablauf des Auftrags
- I.4. Wissenschaftlicher und technischer Stand
- I.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen
- Literatur

## **II. Eingehende Darstellung zum Arbeitspaket 1310**

- II.1. Erzielte Ergebnisse
  - II.1.1. SNGR-CAA-Verfahren
  - II.1.2. Lattice-Boltzmann-Verfahren (LBM)
  - II.1.3. Wanddruckschwankungen
  - II.1.4. Messtechnische Untersuchungen, Validierungen
- II.2. Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse
- II.3. Während der Durchführung des Projektes bekannt gewordene Fortschritte auf dem Gebiet des Projektes bei anderen Stellen
- II.4. Veröffentlichungen

## **III. Erfolgskontrollbericht (inkl. Verwertungsplan) zum Arbeitspaket 1310**

- III.1. Wissenschaftlich-technische Ergebnisse, Nebenergebnisse, Erfahrungen
- III.2. Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen
- III.3. Wirtschaftliche Erfolgsaussichten
- III.4. Wissenschaftliche, technische Erfolgsaussichten
- III.5. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit
- III.6. Arbeiten, die zu keiner Lösung geführt haben
- III.7. Präsentationsmöglichkeiten für mögliche Nutzer
- III.8. Einhaltung der Kosten- und Zeitplanung

### Vorbemerkung:

Das Teilprojekt der TU Dresden besteht aus den im Antrag aufgeführten Arbeitspaketen 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ und 1340 „Körperschall – Energieflussmethode“. Da physikalisch Strömungs- und Körperschallprobleme getrennte Phänomene sind (zumindest in den hier behandelten Problemfeldern), sind in diesem Schlussbericht prinzipiell beide Arbeitspakete getrennt behandelt worden.

## **I. Kurze Darstellung zum Arbeitspaket 1310**

### **I.1. Aufgabenstellung**

Der durch Strömungen und Strukturen verursachte Lärm stellt eine erhebliche Belastung der Bevölkerung und der Reisenden beim Hochgeschwindigkeitsverkehr (Schiene, Straße, Luft) dar. Während die Strategie bisheriger Lärminderungsverfahren weitestgehend auf eine nachträgliche Lärmsanierung am konkreten technischen Gegenstand ausgerichtet war, ist das Ziel zukünftiger Vorgehensweisen beim Lärmschutz, durch die akustische Auslegung des Verkehrsmittels ein bereits leises Produkt entstehen zu lassen. Dies bedeutet, dass die Lärmproblematik vollständig in den Entwurf und in die Konstruktion des Verkehrsmittels integriert wird. Es muss bereits „auf dem Reißbrett“, d. h. im Computer, anhand der Kette von der Schallanregung, über die Schallübertragung, Schallabstrahlung, Schallausbreitung und Schallbewertung, im Detail und im Ganzen, akustisch behandelt werden.

Diese Strategie der Lärminderung, die sich gegenwärtig noch im Anfangsstadium befindet, erfordert akustische Modellierungs- und Simulationsverfahren, die die akustische Optimierung des virtuellen, noch nicht gegenständlich vorhandenen Verkehrsmittels ermöglichen.

Für die Realisierung dieser prinzipiell neuartigen Vorgehensweise der Lärmbekämpfung waren im Verbundprojekt „Akustische Simulationsverfahren“ einerseits in drei Arbeitspaketen für den Strömungsschall von typischen Fahrzeugstrukturen (mit Strömungsabrissgebieten) aeroakustische Berechnungs- und Bewertungsverfahren zu entwickeln und mit Hilfe experimenteller Untersuchungen am aeroakustischen Windkanal zu validieren. Andererseits sollte in einem vierten Arbeitspaket im Bereich des Körperschalls von Fahrzeugstrukturen ein Berechnungswerkzeug für den mittel- und hochfrequenten Körperschall auf der Grundlage von modernen Energieflussmethoden entwickelt werden.

Das Gesamtziel des Vorhabens bestand also in der Schaffung und Bereitstellung von Berechnungswerkzeugen für den akustisch optimalen Entwurf ausgewählter, typischer Fahrzeugstrukturen, die an typischen, praxisnahen Fahrzeugstrukturen zu erproben waren.

### Bezug des Vorhabens zu den förderpolitischen Zielen des Forschungsverbundes „Leiser Verkehr“:

Der im Jahre 1999 gegründete Forschungsverbund *Leiser Verkehr* hat es von Anfang an als unverzichtbar erklärt, dass in diesem Netzwerk auch die den Belangen aller Verkehrsträger dienenden Querschnittsthemen "Gemeinsame Verfahren und Methoden" enthalten sein müssen. Konkrete technische Lärminderungsmaßnahmen sind nur erkenn- und realisierbar, wenn durch den Vorlauf wissenschaftlicher Forschung das in vielen Bereichen bisher nur unvollkommen aufgeklärte Gebiet der Schallentstehung,

Schallausbreitung und Schallabstrahlung besser verstanden wird, wenn durch Modellierungs- und Berechnungsverfahren seriöse Grundlagen für eine zielgerichtete primäre Lärminderung geschaffen werden.

Diesen Vorlauf zu schaffen diente das Verbundprojekt "Akustische Simulationsverfahren".

Die Bedeutung der förderpolitischen Ziele des Verbundprojektes AKUSIM für das umfassende Ziel der generellen Verminderung des Verkehrslärms ist durch folgende Aspekte charakterisiert:

- Angewandte Grundlagenforschung zur Minderung des Verkehrslärms
- Keine nachträgliche Lärminderung am fertigen Produkt, sondern Erarbeitung von rechnerischen Entwurfswerkzeugen für lärmarme Fahrzeugkonstruktionen und deren Validierung durch Messungen
- Allgemeingültigkeit der Verfahren und der Anwendungsmöglichkeiten für typische Fahrzeugstrukturen aller Verkehrsmittel
- Intensive Kooperation der beteiligten Partner
- Zusammenarbeit mit Fahrzeugherstellern

#### Aufgabenstellung zum Arbeitspaket 1310: Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen

Das Ziel des Arbeitspaketes 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ war die Entwicklung von Berechnungsverfahren für die abgestrahlte Schallenergie von umströmten bzw. überströmten typischen Fahrzeugstrukturen, realisiert auf der Basis von unterschiedlichen Strömungssimulationen (Lattice-Boltzmann-Verfahren, SNGR + CAA, Verfahren mit Wanddruckschwankungen, akustische Analogie). Die entwickelten Berechnungsverfahren sind durch Vergleichsmessungen am aeroakustischen Windkanal zu validieren. Zu den untersuchten Strukturen sind Aussagen zur Lärminderung zu treffen.

## **1.2. Voraussetzungen**

Für die Bearbeitung des Projektes an der TU Dresden waren gute Voraussetzungen gegeben:

- Der Antragsteller (Prof. Dr. P. Költzsch) war gemeinsam mit dem Antragsteller des Arbeitspaketes 1330 „Strömungsgeräusch – aeroakustische Bewertung (DLR-EA)“, Prof. Dr. J. Delfs, Hauptinitiator der CAA-Aktivitäten in Deutschland, insbesondere im Rahmen der DFG-Gemeinschaftsvorhaben SWING und SWING+ (Simulation of Wing Flow Noise Generation). In diesem DFG-Verbundprojekt arbeiteten Wissenschaftler aus vier Hochschulen (RWTH Aachen, TU Berlin, TU Dresden, Universität Stuttgart) und des DLR (Braunschweig) bis Ende 2003 am Problem des Umströmungslärms von Tragflächen. Die Ergebnisse dieses Projektes konnten zum Teil im Verbundprojekt „Akustische Simulationsverfahren“ genutzt werden, und zwar insbesondere das weiterentwickelte SNGR-Verfahren und der durch das DLR Braunschweig entwickelte CAA-Code.
- Untersuchungen zur Schallerzeugung durch Strömungen sind beim Antragsteller seit den 1970er Jahren durchgeführt worden. Sie bezogen sich insbesondere auf die

Entwicklung von Verfahren zur Vorausberechnung der Schalleistung von Ventilatoren und Lüftern aus den Daten des Strömungsfeldes in der Maschine. Dabei wurden als aeroakustische Quellen auch die Wecheldruckfelder auf den Schaufeloberflächen berücksichtigt.

Es liegen umfangreiche Erfahrungen in der Theorie der Strömungsakustik, in der physikalischen Modellierung aeroakustischer Quellen und in der Strategie der Auslegung lärmarmen Maschinen und Aggregate vor.

- Am Institut ist eine nahezu vollständige Ausrüstung für akustische und schwingungstechnische Messungen, einschließlich der akustischen Spezialmessräume, vorhanden. Aeroakustische Messungen an kleineren Modellen sind im Windkanal des Instituts bei extrem leiser Luftströmung durchführbar. Dieser Windkanal musste in Vorbereitung auf die Messungen innerhalb des AKUSIM-Projektes und der damit erforderlichen Leistungssteigerung im ersten Teil des Projektzeitraums teilweise neu gestaltet und sowohl strömungstechnisch als auch akustisch neu eingemessen werden. Der Aufbau der Hitzdrahtmesstechnik für dreidimensionale Strömungsvorgänge und der Mikrofonarraytechnik für die Lokalisierung und Quantifizierung der Quellen und der Quellstärke erfolgte auch im Rahmen des Verbundprojektes AKUSIM. Für die Messung der Oberflächendruckschwankungen musste im Rahmen des Projekts AKUSIM ein vollständiger neuer Messaufbau erfolgen.
- Die Berechnungsverfahren für den aerodynamisch erzeugten Schall begründen sich heutzutage nahezu ausschließlich auf numerische Verfahren, die die Lösung der Grundgleichungen der Strömungsmechanik und der Fluidschall-Akustik anstreben. Dazu ist prinzipiell die durchgängige, direkte numerische Simulation (DNS) von der Strömung bis ins Fernschallfeld denkbar. Das ist jedoch bei der Leistungsfähigkeit der gegenwärtigen Computertechnik eine visionäre Zielvorstellung. Die DNS ist mit den heute zur Verfügung stehenden Computern noch auf relativ niedrige Reynoldszahlen und einfache Strömungsgeometrien begrenzt. Deshalb wurden - wie gegenwärtig in der Berechnung des Strömungsschalls generell üblich - im Projekt AKUSIM weitestgehend hybride Methoden mit einer Schnittstelle zwischen dem Strömungs- und dem Schallproblem angewendet. Auf dem Gebiet der Wanddruckschwankungen wurden auch analytische Verfahren einbezogen.
- Zur Berechnung des mittleren Strömungsfeldes wurde ein RANS-Verfahren (REYNOLDS Averaged NAVIER STOKES Equations) eingesetzt. Das in Frankreich entwickelte SNGR-Modell (Stochastic Noise Generation and Radiation) gab, mit den im DFG-Projekt SWING erarbeiteten Verbesserungen, gute Voraussetzungen zur Anwendung auf den Strömungslärm von typischen Fahrzeugstrukturen im Verbundprojekt AKUSIM.
- Die im Projektantrag vorgesehene Anwendung des Verfahrens der Grobstruktursimulation LES (Large Eddy Simulation) wurde zugunsten des Lattice-Boltzmann-Verfahrens nicht realisiert. Das LES-Verfahren ist computertechnisch außerordentlich zeitaufwändig, erfordert jahrelange praktische Erfahrungen und ausgereifte Software-Pakete. (Das sind Erfahrungen, die uns durch die Anwender der LES aus dem DFG-Projekt SWING bekannt geworden sind!)
- Die numerische Strömungsberechnung wurde im Projekt AKUSIM auch auf der Grundlage der Lattice Gas Fluid Dynamics durchgeführt. Praktisch wurden die Voraussetzungen dazu durch das Software-Paket PowerFLOW realisiert, das auf einer Erweiterung der Lattice-Gas bzw. Lattice-Boltzmann Methoden basiert. Die in jüngster Zeit, etwa zu Projektbeginn, aufgetauchten ersten Angaben zur Nutzung dieses

Verfahrens für aeroakustische Probleme wurden aufgegriffen und im Projekt zur Berechnung des Strömungsgeräuschs von Fahrzeugstrukturen entwickelt und angewendet.

- Im vorliegenden Arbeitspaket „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ ist auch die aus der Theorie der Strömungsakustik bekannte prinzipielle Überlegung, dass sich bei niedrigen MACH-Zahlen aus den Druckschwankungen und deren Korrelationen auf der Oberfläche eines umströmten Körpers die ins Fernfeld abgestrahlte Schallenergie mit Hilfe akustischer Analogien ableiten lässt, umfangreich recherchiert und dargestellt worden. Dabei waren jedoch wegen nicht ausgereifter theoretischer Bausteine dieses Verfahrens, wegen des unterschätzten Aufwandes dieses Verfahrens im rechnerischen, numerischen Bereich und wegen der – für eine sinnvolle Behandlung dieses Problems – fehlenden Bearbeitungskapazität keine Anwendungen für Fahrzeugstrukturen innerhalb dieses AKUSIM-Projektes möglich.
- Als besonders günstige Voraussetzungen für die Bearbeitung des Projektes erwiesen sich die Kooperationen innerhalb des Verbundprojektes AKUSIM, und zwar insbesondere mit dem DLR, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, in Braunschweig sowie mit den praxisorientierten Forschungen bei EADS München. Ursprünglich nicht geplant waren Aufträge an Dritte, die sich aber als besonders wertvolle Bereicherung des Projektes herausstellten, und zwar die Aufträge an das Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen FhI IS Dresden und an die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden. Die jeweils beteiligten Wissenschaftler dieser beiden Einrichtungen, Dipl.-Phys. A. Wilde bzw. Dr. E. Sarradj, sind ehemalige Mitarbeiter der TU Dresden und konnten auf diese Weise ihre reichhaltigen Erfahrungen mit den Problemen des Strömungsschalls und des Körperschalls nutzbringend in das Projekt AKUSIM einbringen.

### **I.3. Planung und Ablauf des Auftrags**

Das Projekt konnte nach den detaillierten Teilaufgaben des Projektantrages geplant und der Ablauf auch weitestgehend danach gestaltet werden. Folgende Besonderheiten zum Ablauf, die z. T. verzögernd, z. T. sehr förderlich gewirkt haben, sind in diesem Schlussbericht erwähnenswert:

- Da die Stellenausschreibung vor Projektbeginn praktisch ergebnislos verlief, wurden mit Zustimmung des Dezernats Forschungsförderung der TU Dresden und des Projektträgers Aufträge an Dritte vergeben, und zwar an das Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen FhI IS Dresden (zum Projekt Strömungsschall) sowie an die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden (zum Projekt Körperschall). An beiden Institutionen waren für AKUSIM Mitarbeiter tätig, die aus dem Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden hervorgegangen sind, die also fachlich und methodisch außerordentlich kompetent in das Projekt „Akustische Simulationsverfahren“ integriert werden konnten.
- Für die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, eine Ausgründung aus dem o. g. TU-Institut, bedeuteten zwei Aufträge an Dritte eine außerordentliche Stärkung und Förderung der Ausgründung. Andererseits war die Nutzung dieses fachlichen Potentials dieser ausgegründeten Institution ein großer Gewinn für das Gelingen des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“.
- Es war eine bedauernswerte Tatsache, dass die direkte Projektbearbeitung nur mit einer starken zeitlichen Verzögerung begonnen werden konnte, und zwar beim Ar-



beitspaket 1310 mit einer Verzögerung von knapp zwei Jahren, beim Arbeitspaket 1340 mit einer Verzögerung von ca. einem Jahr. Diese Verzögerung begründete den Antrag auf kostenneutrale Verlängerung der Projektlaufzeit um sieben Monate (statt 30.9.2004 wurde der 30.4.2005 festgelegt).

- Für das Arbeitspaket 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ konnten zum 1. Februar 2004 Dipl.-Ing. M. Bauer und zum 1. März 2004 Dipl.-Ing. A. Zeibig arbeitsvertraglich gebunden werden; für das Arbeitspaket 1340 „Körperschall – Energieflussmethode“ wurde Mitte Dezember 2002 Herr Dipl.-Ing. Björn Knöfel als wissenschaftlicher Mitarbeiter eingestellt. Alle drei Mitarbeiter sind Absolventen unseres Instituts. Sie haben in ihren Diplomarbeiten bzw. in vorangegangenen DFG-Projekten numerische bzw. experimentelle Vorhaben der technischen Akustik behandelt, so dass sie bei relativ kurzen Einarbeitungszeiten mit hoher Fachkompetenz bis zum Abschluss (30.4.2005) des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“ mitarbeiten konnten.
- Im Arbeitspaket 1310 arbeitete Herr Dr. A. Borisyuk, ein Gastwissenschaftler am Institut für Akustik und Sprachkommunikation, zum Problem der akustischen Analogie mit dem Quellterm „Wanddruckschwankungen“ für einen Zeitraum von 1,5 Monaten mit.
- Herr Dipl.-Ing. M. Bauer, der die numerischen Untersuchungen mit dem SNGR-CAA-Verfahren im Arbeitspaket 1310 durchführte, wurde zum 1. Februar 2004 in Form eines Gastaufenthaltes an das Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Braunschweig delegiert. In der Arbeitsgruppe von Prof. Dr. J. Delfs konnte Herr Bauer im wissenschaftlichen Umfeld des DLR das SNGR-CAA-Verfahren besser praktizieren und das wissenschaftskritische Potential der Arbeitsgruppe von Prof. Delfs in ausgezeichneter Weise für das AKUSIM-Projekt nutzen. Als Ergebnis dieses AKUSIM-Gastaufenthaltes wird Herr Bauer anschließend als Doktorand am DLR-Institut in Braunschweig an einer vertiefenden wissenschaftlichen Untersuchung zum SNGR-CAA-Modell arbeiten.
- Auf Grund des Kooperationsvertrages zwischen den am Verbundprojekt AKUSIM beteiligten Institutionen (TU Dresden, DLR Braunschweig, EADS München) und den vier detaillierten Arbeitspaketen mit zahlreichen, daran mitarbeitenden Wissenschaftlern wurden in der Projektlaufzeit insgesamt 5 Arbeitstreffen durchgeführt, und zwar

Auftakttreffen:	16. Juli 2002	Dresden
2. Arbeitstreffen:	6./7. März 2003	München
3. Arbeitstreffen:	7. November 2003	Braunschweig
4. Arbeitstreffen:	7. Juni 2004	Dresden
5. Arbeitstreffen:	3. Februar 2005	Braunschweig

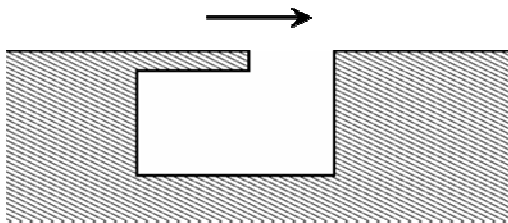
Diese Arbeitstreffen waren jeweils durch die fachlichen Vorträge der Bearbeiter, durch die Übersichten zum Stand der Bearbeitung in den einzelnen Arbeitspaketen durch die Teilprojektverantwortlichen (Balkenpläne, Meilensteine, Zwischentermine) sowie z. T. kritische Diskussionen zur Auswahl der Fahrzeugstrukturen und der rechnerischen/numerischen/experimentellen Verfahren gekennzeichnet.

Ein besonders wichtiges Ergebnis des 2. Arbeitstreffens in München war die Festlegung der sogenannten „Abstimmungsmatrix AKUSIM“ zum Strömungslärm, und zwar die Definition der drei typischen Fahrzeugstrukturen „Hohlraum/Stufe/Strebe“ sowie die Zuordnung der Arbeitspakete 1310, 1320 und 1330 hinsichtlich der numerischen

und experimentellen Untersuchungen zur Strömungsschallerzeugung an diesen drei generischen Strukturen, siehe dazu die umseitig folgende Übersicht.

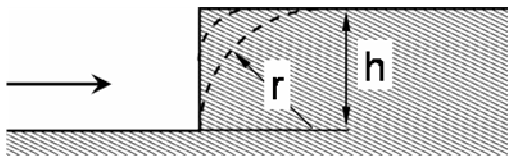
- Für den Projektablauf waren neben diesen 5 Arbeitstreffen aller Beteiligten auch zahlreiche weitere Arbeitsberatungen zwischen den Institutionen kennzeichnend, in denen jeweils die Mitarbeiter ihre Ergebnisse und Verfahrensfragen im numerischen und experimentellen Bereich detailliert ausgetauscht haben. Charakteristisch dafür war die Arbeitsberatung am 15. April 2004 im Braunschweiger DLR-Institut, bei der die Testfälle für die messtechnischen und numerischen Untersuchungen an der Strebe (Halbzylinder mit Heckdreikant) sowie das umfangreiche Messprogramm in den Details abgesprochen worden ist.

## Übersicht über die im AKUSIM-Projekt definierten Referenzstrukturen:



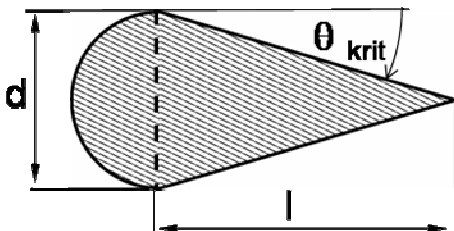
### 1. Schlitz mit Hohlraum („Hohlraum“)

Fahrzeugstruktur	Tür- / Klappenschlitz (PKW) Waggon-schlitz / -stöße (Bahn) Schiebedach (PKW)
Experiment	EADS (Aeroakustischer Windkanal Braunschweig)
Simulation	EADS (LES/URANS+FWH, CAA), TUD / FhI (LBM)



### 2. Vorwärts geneigte Stufe ("Stufe")

Fahrzeugstruktur	Wasserableiste (PKW) Fenstereinfassung (Bahn, PKW)
Experiment	EADS (Aeroakustischer Windkanal Braunschweig)
Simulation	DLR (CAA-Störwirbelverfahren) EADS (LES/URANS+FWH, CAA), TUD / FhI (LBM, CAA-SNGR)



### 3. Halbzylinder mit Heckdreikant ("Strebe")

Fahrzeugstruktur	Stromabnehmer (Bahn) Außenspiegel (PKW) Fahrwerkskomponenten
Experiment	TUD (Aeroakustischer Windkanal, elektroakustische Multipole / schallreflexionsarmer Raum)
Simulation	DLR (CAA-Störwirbelverfahren) TUD / FhI (LBM)

## **I.4. Wissenschaftlicher und technischer Stand**

Zur Erläuterung der im Folgenden verwendeten Abkürzungen:

AKUSIM	Akustische Simulationsverfahren (als Projektkurzbezeichnung)
APE	Acoustic Perturbation Equations
CAA	Computational Aeroacoustics
CFD	Computational Fluid Dynamics
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DNS	Direct Numerical Simulation
FWH	Ffowcs Williams-Hawkings-Verfahren
ICSV	International Congress of Sound and Vibration
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
LEE	Linearized Euler's Equations
LES	Large Eddy Simulation
MegaCads	Multiblock Elliptic Grid Generation and CAD-System
PIANO	Perturbation Investigation of Aeroacoustic Noise
PSD	Power Spectral Density
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes-Gleichungen
SWING	Simulation of Wing Flow Noise Generation

### Vorbemerkung:

Das Arbeitspaket 1310 bestand aus 8 Teilaufgaben. Teilaufgabe 1 beinhaltete die Festlegung der Referenzstrukturen, siehe dazu die o. g. Übersicht, Teilaufgabe 8 die Berichtslegung. Für die folgende Berichterstattung werden die fachlichen Teilaufgaben 2 bis 7 inhaltlich in zweckmäßiger Form zusammengefasst:

SNGR-CAA-Verfahren:	Teilaufgaben 2/3/4/7
LBM-Verfahren:	Teilaufgaben 3/5/7
Wanddruckschwankungen:	Teilaufgabe 3
Messtechnische Untersuchungen und Validierung:	Teilaufgaben 6/7

### **SNGR-CAA-Verfahren:**

Die Berechnung von breitbandigem Strömungslärm (vor allem Hinterkantenlärm) erfolgte einerseits mit Hilfe eines synthetischen, stochastischen, turbulenten Geschwindigkeitsfeldes, welches über einen Quellterm turbulente Fluktuationen in den modifizierten linearisierten Eulergleichungen induziert, so dass dadurch an der Hinterkante Schall erzeugt wird [1] – [3].

Für die SNGR-CAA-Berechnung wurden folgende Rechenprogramme verwendet:

- FLOWer, Version 116.17.: CFD - Code des DLR zur Berechnung der zeitgemittelten Strömung als Lösung der RANS-Gleichungen, siehe [4].
- PIANO, Version 0.45: CAA- Code des DLR zur numerischen Lösung der modifizierten Eulergleichungen, siehe [5].
- MegaCads, Version 2.5: Programm des DLR zur Generierung von Rechengittern
- Logic, Version 1.3: DLR-Routine zur Vorgabe der Randbedingungen bei Rechengittern (CFD und CAA)

- Interpol, Vorversion: DLR-Code zur Interpolation der zeitgemittelten Strömung vom CFD - Netz auf das CAA – Netz

Verwendet wurde auch:

- Tecplot, Version 9.0, kostenpflichtige Software zur Visualisierung von Rechenergebnissen, Lizenz-Nummer: L11697

### **LBM-Verfahren:**

Andererseits wurde neben dem SNGR-CAA-Verfahren im vorliegenden Projekt antragsgemäß das Lattice-Boltzmann-Verfahren LBM eingesetzt. Diese Methode wird erst seit ca. 15 Jahren intensiv in der Literatur diskutiert [6].

Obwohl von Anfang klar war, dass das Verfahren auch die Ausbreitung von Schallwellen reproduzieren kann, haben sich bisher nur wenig Autoren mit dieser Thematik auseinandergesetzt, wobei eine systematische Auseinandersetzung insbesondere mit den numerischen Approximationsfehlern und deren Vergleich mit anderen Verfahren nicht stattfindet [7] – [10].

Für die LBM-Berechnungen wurde das Software-Paket PowerFLOW Version 3.5 der Exa GmbH Stuttgart genutzt, das im Rahmen des AKUSIM-Projekts angeschafft worden ist. Die Lizenz war für drei Jahre, für den Projektzeitraum von AKUSIM, gültig (Ablauf zum 15.11.2005)

### **Wanddruckschwankungen:**

Das Projekt beinhaltet auch Rechenverfahren, die sich mit dem Problem beschäftigen, wie aus den Wanddruckschwankungen auf überströmten Oberflächen – interpretiert als Strömungsschallquellen – der Fernfeldschalldruck und die Richtcharakteristik der Schallabstrahlung ermittelt werden können, insbesondere für den Fall des Hinterkantenlärms (trailing edge noise). Dazu wurde eine sehr umfangreiche, außerordentlich aufwändige Literaturrecherche durchgeführt, in der 88 Literaturstellen zu diesem Problem ausgewertet worden sind [11].

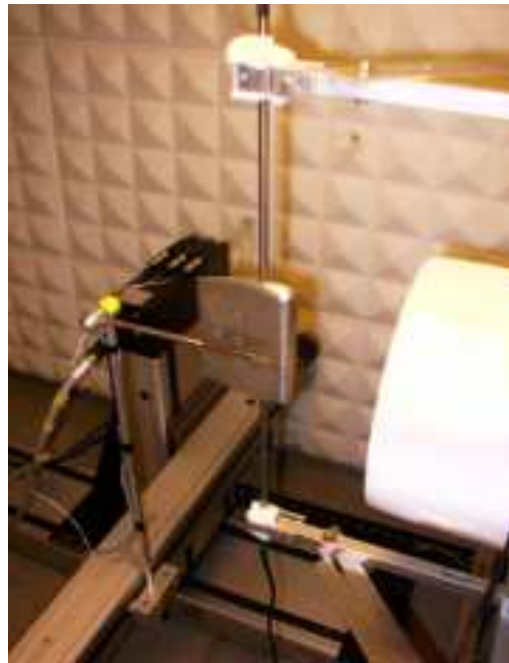
Der Bericht beinhaltet auch die Auswertung von Fachaufsätzen, die sich mit analytischen Verfahren der Berechnung des Hinterkantenlärms, aber auch mit experimentellen Untersuchungen zu den Wanddruckschwankungen (empirisches Material) und zum Schallabstrahlungsproblem befassen.

### **Messtechnische Untersuchungen:**

Die messtechnischen Untersuchungen im Rahmen des AKUSIM-Projektes wurden zum überwiegenden Teil im aeroakustischen Windkanal des Instituts für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden durchgeführt, einige Details dazu sind in den Abbildungen 1 – 4 dargestellt. Während der Voruntersuchungen wurden zahlreiche Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung und zur Leistungssteigerung am Antriebssystem des Kanals vorgenommen, die einerseits zu einer deutlichen Reduktion des Störgeräuschpegels gegenüber früheren Konfigurationen des Kanals führten, andererseits den Windkanal für die im AKUSIM-Projekt geplanten messtechnischen Untersuchungen in geeigneter Weise vorbereiteten.



**Abbildung 1:** Antrieb des Windkanals mit zusätzlich aufgebrachten Dämpfungsbälgen zur Störschallunterdrückung



**Abbildung 2:** Hitzdrahtmessungen am AKUSIM-Modell „Strebe“ ( $l/d=4$ ), v.l.n.r.: Traversierung, Hitzdrahtsonde, Modell, Kanaldüse

Für die Messung des Geschwindigkeitsfeldes bei der Umströmung der Modellstruktur wurde die Hitzdrahtmesstechnik mit 3-Draht-Sonden zur Bestimmung aller Raumkomponenten der Geschwindigkeit angewendet. Das Messsystem wurde mit neuen Sonden und speziellen Halte- und Traversiervorrichtungen für die Hitzdrähte an die neuen Messaufgaben im AKUSIM-Projekt angepasst.

Zur Lokalisation der Schallquellen an den untersuchten Modellstrukturen wurde ein Mikrofonarray mit Beamforming-Algorithmus entwickelt und eingesetzt.

Zur Untersuchung der hydrodynamischen Wanddruckschwankungen und des Zusammenhangs zwischen Strömungs- und Schallfeld wurden Wanddruck- und Korrelationsmessverfahren in Kombination angewendet. Dazu wurde ein B&K-8-Kanal-Messsystem eingesetzt; für die Messung der Wanddruckschwankungen wurde ein Vorverstärker selbst entwickelt.



**Abbildung 3:** Einsatz des Mikrofon-Arrays für die Messungen am AKUSIM-Modell „Strebe“



**Abbildung 4:** AKUSIM-Modell „Strebe“ ( $l/d=2.5$ ) mit eingebauten Wanddruck-sensoren

Zur Messtechnik wurde vorrangig die Literatur [12] – [18] ausgewertet.

Für das gesamte Arbeitspaket wurden neben einer am Institut bestehenden umfangreichen Literatursammlung zur Strömungsakustik insbesondere auch Literaturrecherchen im Internet unter Nutzung der Dokumentensammlung der amerikanischen Institutionen NACA und NASA

(<http://naca.larc.nasa.gov/>, <http://ntrs.nasa.gov/>)

durchgeführt. Als wissenschaftlich besonders ergiebig zum Fachgebiet der Aeroakustik erwiesen sich einerseits die amerikanische Fachzeitschrift AIAA-Journal (American Institute of Aeronautics and Astronautics), die englische Zeitschrift JSV (Journal of Sound and Vibration) sowie die besuchten akustischen Fachtagungen (DAGA, ICSV, Internoise). Weitere genutzte Informationsquellen: DLR Bibliothek am Standort Braunschweig, Bibliothek der Abteilung Technische Akustik (DLR Braunschweig, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik).

### **I.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Wie bereits eingangs dargestellt worden ist, bestand ein besonders enger Kontakt zwischen den Bearbeitern der Kooperationspartner im Projekt AKUSIM: TU Dresden, EADS München, DLR Braunschweig, dazu die Auftragnehmer im Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen Dresden sowie in der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden.

Darüber hinaus wurde im Rahmen des AKUSIM-Projektes mit folgenden Institutionen und Personen zusammengearbeitet:

- Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Sensorik:  
Dipl.-Ing. Hahn, Prof. Dr. Lerch  
Zusammenarbeit im Bereich der Messtechnik und des Ergebnisaustausches zu aeroakustischen Messungen, Beratung zum Aufbau eines aeroakustischen Windkanals an der Universität Erlangen
- Exa GmbH Stuttgart:  
Exa ist der Hersteller des einzigen, kommerziell verfügbaren Strömungssimulators auf Basis des Lattice-Boltzmann-Verfahren. Exa hat (unabhängig von diesem Projekt) zusammen mit verschiedenen Automobilherstellern ein Konsortium gegründet, dass die Anwendung des Lattice-Boltzmann-Verfahrens in der Strömungsakustik untersucht. Hier fanden gegenseitige Konsultationen statt.
- Universität Braunschweig, Institut für Computeranwendungen im Bauingenieurwesen, Prof. Krafczyk:  
Konsultationen zur Anwendung des Lattice-Boltzmann-Verfahren.
- Robert Bosch AG, Abteilung Forschung und Voraentwicklung:  
Austausch sowohl in Bezug auf Messtechnik als auch in Bezug auf numerische Simulationsverfahren, Beratung der Bosch AG durch das IAS beim Aufbau und der Inbetriebnahme eines aeroakustischen Windkanals und in der Anwendung des SNGR-Verfahrens
- Firma Knowles Acoustics:  
außerordentlich freundliche Beratung bei der Auswahl der Drucksensoren, Bereitstellung vieler kostenloser Probeexemplare von Mikrofonkapseln zu Testzwecken

Besonders eng war die Zusammenarbeit mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, einer Ausgründung aus dem Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden. Diese Kooperation bezog sich im AKUSIM-Teil "Strömungsschall" auf die Charakterisierung der Schallquellen an den im Windkanal untersuchten Teststrukturen. Eines der Hauptarbeitsgebiete der Gesellschaft für Akustikforschung ist die Schallquellenortung, insbesondere mit Mikrofonarrays und Beamforming. Im Rahmen einer vom IAS und der Gesellschaft für Akustikforschung gemeinsam betreuten Diplomarbeit konnten wichtige Erfahrungen in der Entwicklung von Mikronarrays gesammelt werden, welche zur Entwicklung des Produkts „AcoustiCam“ durch die Firma Akustikforschung führte. Mit diesem Messsystem wurden erfolgreich Messungen am AKUSIM-Modell „Strebe“ durchgeführt.

Besonders erwähnenswert sind auch die Leistungen der Werkstatt der Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik der TU Dresden. Die Festlegungen der AKUSIM-Arbeitstreffen zur Modellgestaltung wurden gemeinsam mit der Werkstatt in einen Modellentwurf überführt. Herstellung und Aufbau des Modells wurden von Seiten der Werkstatt in exzellenter Weise realisiert. Die außerordentlich komplizierte Gestaltung der Modelle machte die Anschaffung von Spezialwerkzeugen notwendig.

## Literatur:

- [1] BAUER, M.: Applicability of the SNGR-Model to Compute Trailing Edge Noise, Proceedings of the Joint Congress CFA/DAGA'04, Strasbourg, France, pp. 129-130, 2004
- [2] BAUER, M.: Berechnung der Schallabstrahlung überströmter Hinterkanten, Diplomarbeit, TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2002
- [3] EWERT, R. and M. BAUER: Towards the Prediction of Trailing Edge Noise via Stochastic Surface Sources, AIAA-Paper 2004-2861, American Institute for Aeronautics and Astronautics, 2004
- [4] KROLL, N.: FLOWer - Installation and User Handbook, Release 116.17, DLR, Institute of Aerodynamics and Flow Technology, 2004
- [5] DELFS, J., GROGGER, H., LAUKE, T.: Numerical Simulation of Aeroacoustic Noise by DLR's Aeroacoustic Code PIANO, Handbook, DLR, Institute of Aerodynamics and Flow Technology, 2002
- [6] CHEN, S. and G. D. DOOLEN: Lattice Boltzmann method for fluid flows. Annual Review of Fluid Mechanics, 30:300–364, 1998
- [7] SKORDOS, P.A.: Modeling flue organ pipes: subsonic flow, Lattice Boltzmann, and parallel distributed computers. Massachusetts Institute of Technology, Artificial Intelligence Laboratory, 1995
- [8] BUICK, J. M., GREATED, C. A., CAMPBELL, D. M.: Lattice BGK simulation of sound waves. Europhysics Letters, 43(3):235–240, 1998
- [9] LALLEMAND, P. and L.-S. LUO: Theory of the Lattice Boltzmann Method: Dispersion, Dissipation, Isotropy, Galilean Invariance, and Stability. Physical Review E, 61(6):6546–6562, 2000
- [10] LALLEMAND, P. and L.-S. LUO: Theory of the Lattice Boltzmann Method: Acoustic and thermal properties in two and three dimensions. Physical Review E, 68(3):036706, 2003
- [11] KÖLTZSCH, P.: Literaturrecherche zum Problembereich der Wanddruckschwankungen in der Strömungsakustik. Bericht des Instituts für Akustik und Sprachkommunikation, 2005, 83 Seiten
- [12] SIDDON, T. E.: Surface dipole strength by cross-correlation method. Journal of the Acoustical Society of America 53 (1973) 2, pp. 619 - 633
- [13] MOREAU, S. and M. ROGER.: Effect of airfoil aerodynamic loading on trailing-edge noise sources. AIAA-Journal 43 (2005) 1, pp. 41 - 52
- [14] GOODY, M.: Empirical spectral model of surface pressure fluctuations. AIAA-Journal 42 (2004) 9, pp. 1788 - 1794
- [15] MUELLER, T.-J (Ed.): Aeroacoustic Measurements. 1.Auflage. Berlin/Heidelberg. Springer-Verlag, 2002
- [16] SCHEWE, G. and E.-A. MÜLLER: Untersuchung von Wanddruck- und Wanddruckgradientenschwankungen unter einer turbulenten Grenzschichtströmung. Mitteilung Nr.68. Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen, 1979
- [17] LANGEHEINEKEN, T.: Experimentelle Untersuchung der Wanddruckschwankungen einer ausgebildeten turbulenten Rohrströmung. Diplomarbeit (Bericht 106). Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen, 1979
- [18] ROSSITER, J. E.: Wind-Tunnel Experiments on the Flow over Rectangular Cavities at Subsonic and Transonic Speeds. London, 1966



## II. Eingehende Darstellung zum Arbeitspaket 1310

### II.1. Erzielte Ergebnisse

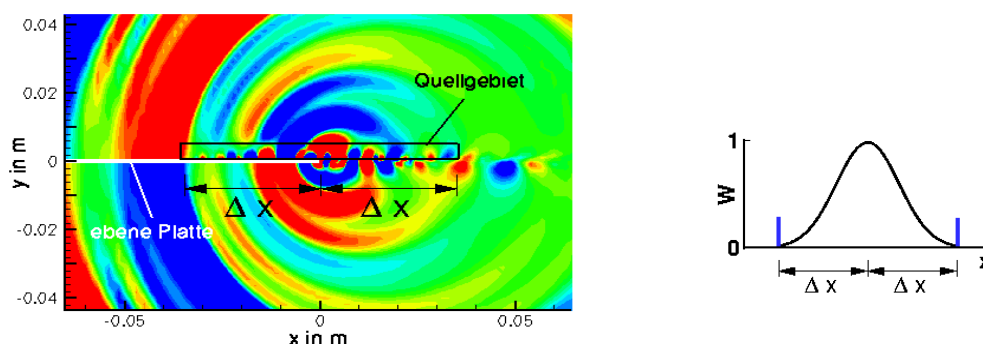
#### II.1.1. SNGR-CAA-Verfahren

Ausgangspunkt der Untersuchungen war ein hybrides Verfahren, mit dem bisher erfolgreich breitbandiger Hinterkantenlärm berechnet wurde [1] – [3]. Diese Methode sollte während des Projektes AKUSIM weiterentwickelt werden, um damit die zuverlässige aeroakustische Optimierung einer typischen Fahrzeugstruktur zu ermöglichen.

#### Das Verfahren zu Beginn des AKUSIM-Projektes:

##### Überblick:

Die betrachteten Feldgrößen Dichte, Geschwindigkeitsvektor und Druck werden in einen zeitgemittelten Anteil und einen Schwankungsanteil aufgespalten, der sowohl turbulente als auch akustische Fluktuationen enthält. Im ersten Schritt berechnet der CFD - Code FLOWer des DLR die viskose, zeitgemittelte Strömung als Lösung der RANS-Gleichungen. Die Schallerzeugung und -ausbreitung wird im zweiten Schritt als Lösung einer modifizierten Form der LEE, die durch einen Quellterm angeregt werden, mit dem CAA - Code PIANO des DLR simuliert. Der Quellterm wird aus einem synthetischen, turbulenten Geschwindigkeitsfeld berechnet. Er soll keinen Schall direkt anregen (Störschall), sondern vielmehr turbulente Schwankungen „leise“ in die LEE einbringen. Zur eigentlichen Schallerzeugung kommt es erst, wenn die eingebrachte Turbulenz die Hinterkante erreicht und mit ihr in Wechselwirkung tritt, siehe Abb. 5. Der Einfluss der zeitgemittelten Strömung auf die Schallausbreitung wird dadurch berücksichtigt, dass die Koeffizienten der LEE durch die Grundströmung gegeben sind. Die Ergebnisse der CFD-Rechnung werden zu diesem Zweck auf das CAA-Netz interpoliert. Im folgenden werden einige Aspekte des Verfahrens genauer beschrieben:



**Abbildung 5:** Momentaufnahme des Schwankungsdruckes aus einer CAA-Simulation von Hinterkantenlärm an einer dünnen ebenen Platte und die dabei verwendete Gewichtsfunktion  $W$  zur Reduktion von Störschall. (Nur zu Demonstrationszwecken wurde in dieser Rechnung lediglich ein Quellgebiet oberhalb der Platte verwendet.)

### Synthetische Turbulenz:

Beim synthetischen turbulenten Geschwindigkeitsfeld handelt es sich um eine Summe von Fourier-Moden. Seine Parameter werden mit Hilfe von Wahrscheinlichkeitsverteilungen und statistischer Turbulenzinformation aus der RANS-Rechnung bestimmt, wobei als Turbulenzspektrum ein modifiziertes von Kármán-Spektrum angenommen wird. Da Schall nicht durch die synthetische Turbulenz selbst, sondern durch die Wechselwirkung von Turbulenz mit der Hinterkante in den LEE entstehen soll, ist die synthetische Turbulenz eingefroren, und hängt nur dadurch von der Zeit ab, dass sie konvektiert wird. Die Konvektion kann mit der verwendeten künstlichen Turbulenz nur uniform erfolgen, d.h. der Betrag und die Richtung der Konvektionsgeschwindigkeit muss an jedem Punkt im Raum gleich sein.

### Quellterm:

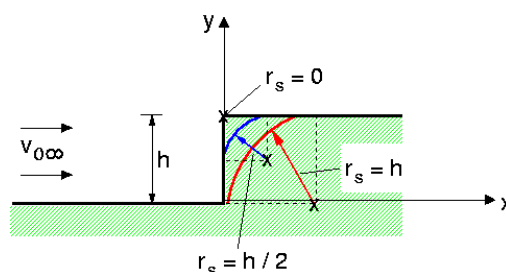
Als Quellterm für die LEE wird der lineare Term  $v_j' \cdot \partial v_{0i} / \partial x_j$  verwendet. Der akustische Anteil von  $\bar{v}'$  wird in der Quelle vernachlässigt. Für  $\bar{v}'$  wird die synthetische Turbulenz eingesetzt.

### Gewichtsfunktion:

Der Quellterm wird nur in einem bestimmten Gebiet (Quellgebiet) berechnet, u. a. um Rechenzeit zu sparen. Die Auflösung des CAA-Gitters muss nämlich dort, wo turbulente Fluktuationen dargestellt werden sollen, etwa um  $1/Ma$  ( $Ma$ : Machzahl) feiner sein als in Gebieten, wo nur die Ausbreitung von Schallwellen simuliert werden soll. Im Falle des Hinterkantenlärms befindet sich die Wirbelquelle an der Hinterkante. Das plötzliche Ein-/Ausblenden der Quelle an ihrem Ein-/Ausströmrand (in Abb. 5 die Ränder mit  $x = \text{konst.}$ ) führt jedoch zu unerwünschter Schallproduktion (Störschall), da die plötzliche Entstehung bzw. das Verschwinden von Wirbeln Lärm erzeugt. Dieser Störschall wurde mit einer Gewichtsfunktion  $W(x)$ ,  $0 < W < 1$ , reduziert, die die Wirbelquelle in  $x$ -Richtung sanft ein- und wieder ausblendet. Je ausgedehnter der Ein- bzw. Ausblendebereich  $\Delta x$  ist, siehe Abb. 5, desto besser funktioniert diese Art der Störschallreduktion.

### **Testfälle:**

Als Grundlage für die Weiterentwicklung des o.a. Verfahrens wurde als Fahrzeugstruktur aus den für AKUSIM festgelegten generischen Strukturen eine vorwärtsgeneigte Stufe ausgewählt, siehe Abb. 6. Die Stufenhöhe  $h$  beträgt 12 mm.



**Abbildung 6:** Untersuchte Formen der vorwärtsgeneigten Stufe und verwendetes Koordinatensystem;  $r_s$ : Krümmungsradius der Stufe,  $v_{0\infty}$ : Anströmgeschwindigkeit.

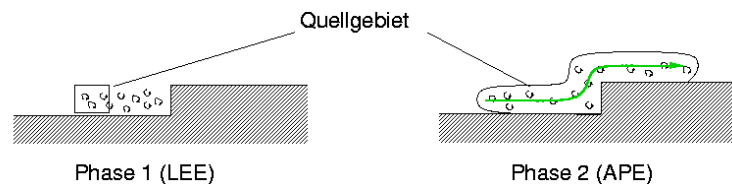
**Tabelle 1:** Testfälle für die Simulationen an der vorwärtsgeneigten Stufe.

$r_s$	$v_{0\infty}$ in m/s			
0			50	
$h/2$	30	40	<b>50</b>	60
$h$			50	

Die CAA - Berechnung wurde in zwei Phasen eingeteilt, wobei jeweils alle sechs Testfälle (Tabelle 1) behandelt werden sollten, siehe Abb. 7.

Phase 1: Die Wirbelquelle befindet sich vor der Stufe und induziert dort leise Turbulenz in den LEE. Sobald diese die Stufe erreicht, entsteht dort Schall. Wie schon bei der Berechnung des Hinterkantenlärms wird die synthetische Turbulenz im Quellgebiet in guter Näherung uniform konvektiert.

Phase 2: Das Quellgebiet befindet sich direkt an der Stufe. In diesem Fall kann man die synthetische Turbulenz offensichtlich nicht mehr uniform konvektieren, da sich die Richtung der tatsächlichen Konvektionsgeschwindigkeit im Bereich des Quellgebietes stark ändert, siehe auch Abb. 8. Außerdem sollten in Phase 2 anstelle der LEE die APE [19] samt dem entsprechenden Quellterm verwendet werden.



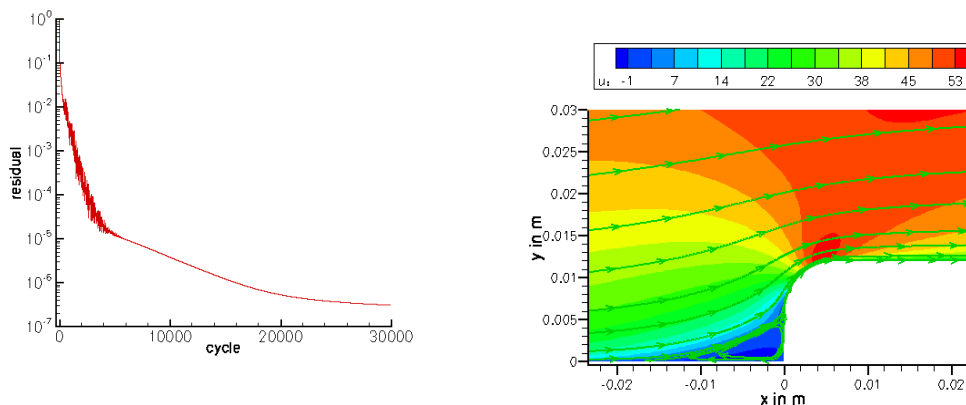
**Abbildung 7:** Platzierung des Quellgebietes in Phase 1 und Phase 2 (veranschaulicht am Beispiel einer Stufe mit  $r_s = 0$ ).

### CFD-Rechnungen:

Die CFD-Rechnungen wurden in Kooperation mit dem DLR durchgeführt, da ursprünglich bei den Arbeitspaketen 1310 (TUD) und 1330 (DLR) identische Testfälle an der Stufe untersucht werden sollten, siehe Tabelle 1, und weil auch das vom DLR verwendete Verfahren auf einer RANS - Rechnung basiert. Vom DLR wurde die Grundströmung für  $r_s = 0$  berechnet und der Abgleich der Rechenergebnisse mit den Hitzdrahtmessdaten des Projektpartners EADS (AP 1320) vorgenommen. Von der TU Dresden wurde anschließend die Grundströmung für die Testfälle mit  $r_s = h/2$  und  $r_s = h$  ermittelt.

Sämtliche Berechnungen erfolgten zweidimensional unter Verwendung des Standard  $k - \omega$  Turbulenzmodells von Wilcox durch den FLOWer-Code, der auf einer Finite-Volumen-Formulierung basiert und mit blockstrukturierten Rechengittern arbeitet. Bei den Rechnungen mit  $r_s > 0$  (TUD) bestanden diese aus etwa 40.000 Zellen.

In Abb. 8 sind beispielhaft Ergebnisse der Rechnung für den zentralen Testfall ( $r_s = h/2$ ,  $v_{0\infty} = 50$  m/s) dargestellt. Man erkennt ein sehr gutes Konvergenzverhalten der Lösung und sieht deutlich, dass die Stromlinien an der Stufe keinesfalls uniform sind. Das Ablösegebiet stromauf der Stufe reicht etwa von  $-0.019 \text{ m} < x < 0.0$  m; eine zweite, sehr kleine Rückströmung, bildet sich am stromab gelegenen Übergang Stufe - ebene Platte im Bereich  $0.006 \text{ m} < x < 0.007 \text{ m}$  aus. An der Stufe mit  $r_s = h$  konnte diese zweite Ablösung nicht mehr beobachtet werden.



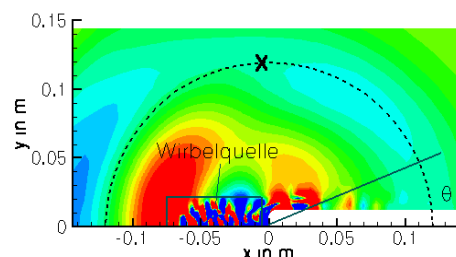
**Abbildung 8:** CFD-Ergebnisse für den zentralen Testfall; links: Residuum der Dichte normiert auf das Residuum nach der ersten Iteration; rechts: Isoflächendarstellung von  $\vec{v}_{0,x}$  und ausgewählte Stromlinien.

### CAA - Erste Rechnungen:

Das Verfahren wurde in seinem Ausgangszustand zur Berechnung der sechs Testfälle in Phase 1 angewendet. Zuvor wurde die Generierung der stochastischen Parameter, die für die synthetische Turbulenz benötigt werden, mit FORTRAN erarbeitet. Bisher existierte dafür lediglich eine Matlab-Routine. Somit ist nun auch der Teil „synthetische Turbulenz“ von PIANO durchgängig in FORTRAN programmiert.

### Momentaufnahme des Schwankungsdruckes:

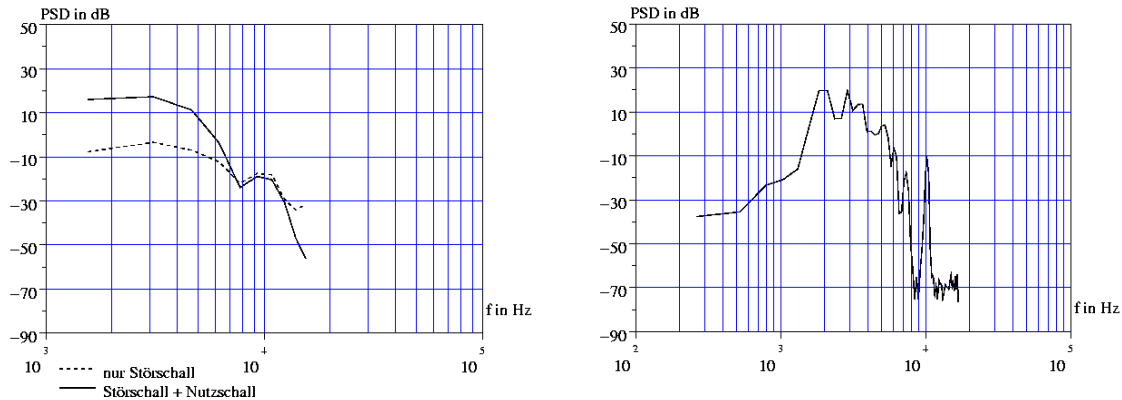
Abb. 9 zeigt eine Momentaufnahme von  $p'$ . Man erkennt, dass im Bereich der Wirbelquelle kleinskalige, hydrodynamische Schwankungen großer Amplitude angeregt werden; sobald diese die Stufe überströmen, kommt es zur Schallerzeugung.



**Abbildung 9:** Momentaufnahme von  $p'$  beim zentralen Testfall

### Auswertbarer Frequenzbereich:

Abb. 10 (linkes Bild) vergleicht Schalldruck-Spektren, bevor die Wirbelstärke von der Quelle die Stufe erreicht hat (Störschall) und nachdem die Schallproduktion an der Stufe eingesetzt hat (Störschall und Nutzschall).



**Abbildung 10:** PSD - Spektren von  $p'$  am Punkt X beim zentralen Testfall;  
links: Vergleich „Störschall“ - „Störschall inkl. Nutzschall“ ( $\Delta f = 1550$  Hz);  
rechts: nur „Störschall inkl. Nutzschall“ ( $\Delta f = 260$  Hz)

Man erkennt, dass die Simulation bis etwa 6 kHz auswertbar ist (Abstand zwischen den Spektren mindestens 6 dB). Zudem existiert eine untere Grenzfrequenz von etwa 2 kHz (siehe rechtes Bild in Abb. 10), da bei der Störschallreduktion durch eine Gewichtsfunktion  $W$  folgende Faustregel eingehalten werden muss:

*Die maximale Wellenlänge  $\lambda$  des Quelltermes in  $x$ -Richtung (Konvektionsrichtung der synthetischen Turbulenz) sollte kleiner als  $\Delta x/2$  sein.*

Der auswertbare Strouhalzahl-Bereich  $Sr = f h / v$  liegt bei den sechs Testfällen etwa zwischen 0,4 und 1,2. Bei  $r_s = h$  ist er aufgrund der geringeren Schallproduktion an der Stufe kleiner ( $2 \text{ kHz} < f < 3 \text{ kHz}$ ).

### Machzahl – Skalierungsgesetz:

In diesem auswertbaren Strouhalzahlbereich wurde aus den vier Simulationen mit  $r_s = h/2$  am Punkt X (siehe Abb. 9) die Skalierung des Schalldruck-Effektivwertquadrates mit der Machzahl der Anströmung bestimmt. Es ergab sich  $\tilde{p}^2 \propto Ma^6 - Ma^{10}$  (Potenz im Bereich von 6 bis 10). Eine genauere Aussage wäre aufgrund der stochastischen Eigenschaften der synthetischen Turbulenz nur durch Ausmittlung von mehreren Simulationen für jede Anströmgeschwindigkeit möglich. Bei der Berechnung von Hinterkantenlärm änderte sich  $L_p$  zwischen zwei Simulationen für einen Fall z. B. um etwa  $\pm 1$ -2 dB. Theoretisch gilt für einen Dipol, dessen Abstrahlungscharakteristik hier bei der Schallentstehung angenommen werden kann, das Potenzgesetz  $\tilde{p}^2 \propto Ma^6$ . Dies wird auch durch Messungen von HAHN [20] an einer scharfkantigen Stufe bestätigt.

### Einfluss der Stufenform:

Tabelle 2 zeigt den über alle Frequenzen berechneten Schalldruckpegel  $L_p$  am Punkt X

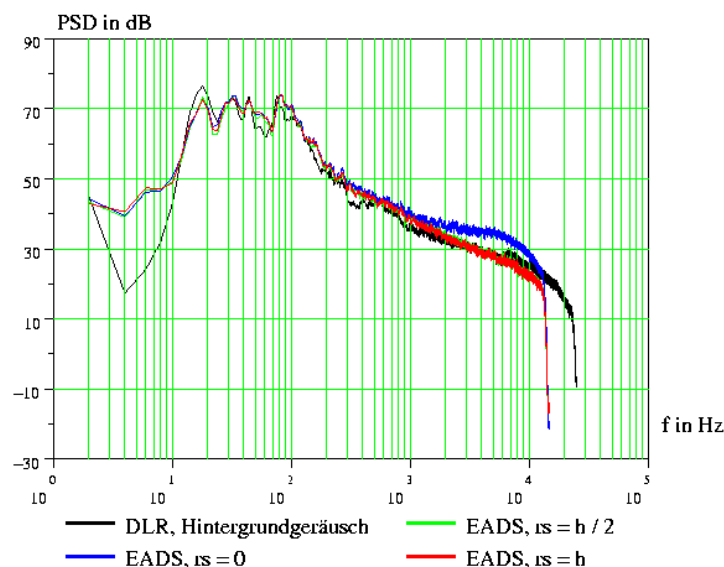
bei 50 m/s und verschiedenen Stufenformen.

**Tabelle 2:** Schalldruckpegel  $L_p$  bei verschiedenen Krümmungsradien für eine Anströmgeschwindigkeit von 50 m/s

$r_s$	0	$h/2$	$h$
$L_p$ in dB	65	66	52

Man erkennt, dass  $L_p$  beim Übergang von der scharkantigen auf die halb-abgerundete Stufe nicht ab-, sondern sogar leicht zunimmt. Erst bei  $r_s = h$  ist eine deutliche Verminderung um etwa 13 dB zu sehen. Dazu passend wurde beobachtet, dass die Amplitude der Wanddruckschwankungen an der Stufe bei  $r_s = h/2$  deutlich höher ist als bei  $r_s = 0$ . Wie auch schon beim Machzahl-Skalierungsgesetz wäre hier allerdings eine genaue Aussage nur durch Ausmittlung mehrerer Simulationen für jeden Fall möglich. Durch die vom AKUSIM-Partner EADS durchgeführten Messungen können diese Beobachtungen weder bestätigt noch widerlegt werden:

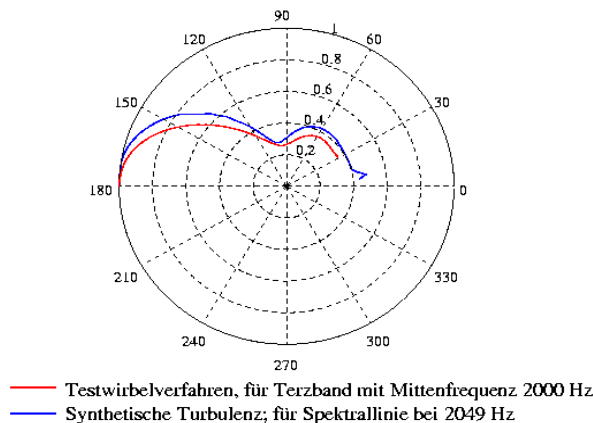
Abb. 11 zeigt PSD-Spektren des Schalldruckes aus EADS-Messungen mit einem Einzelmikrofon in 2 m Entfernung zur Stufe bei  $\theta = 75^\circ$  (zu  $\theta$  siehe Abb. 9) bei verschiedenen  $r_s$  und eine PSD aus einer Hintergrundgeräuschmessung des DLR an einer ähnlichen Mikrofonposition [21]. Demnach ist nur die Messung für  $r_s = 0$  im Frequenzbereich von etwa 4 - 9 kHz auswertbar. In diesem Frequenzbereich ist der Schalldruckpegel bei  $r_s = h/2$  zwar geringer als bei  $r_s = 0$ , allerdings ist aufgrund des Hintergrundlärms keine Aussage zu den Verhältnissen bei den vermutlich dominierenden tiefen Frequenzen aus den Messungen ableitbar.



**Abbildung 11:** Von EADS gemessene PSD-Spektren des Schalldruckes bei 50 m/s und unterschiedlichen Stufenformen sowie Hintergrundgeräusch aus Messung des DLR [21]

### Richtcharakteristiken:

Abb. 12 vergleicht Richtcharakteristiken  $\Gamma(\theta) = \tilde{p}(\theta) / \tilde{p}(\theta)_{\max}$ , die für den zentralen Testfall mit dem hier verwendeten SNGR-Verfahren und der Wirbeltest-Methode des DLR (AKUSIM-Arbeitspaket 1330) berechnet wurden. Die Druckschwankungen wurden jeweils auf einem Kreis mit dem Radius  $R = 10h$  um den Koordinatenursprung ausgewertet. Man erkennt eine sehr gute Übereinstimmung beider Lösungen. Im Bereich  $\theta < 30^\circ$  ist die Richtcharakteristik des Testwirbelverfahrens stark durch abschwimmende Wirbelstärke gestört, dieser Bereich ist in Abb. 12 ausgespart.

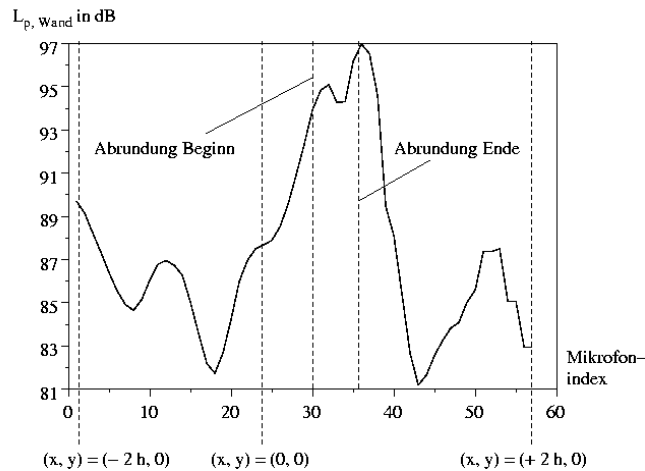


**Abbildung 12:** Richtcharakteristiken  $\Gamma(\theta)$  für den zentralen Testfall.

### Wanddruckschwankungen:

Abb. 13 stellt den örtlichen Verlauf des über alle Frequenzen berechneten Wanddruckpegels im Bereich  $-2h < x < 2h$  für den zentralen Testfall dar. An der Körperkontur wurden dazu im Abstand von etwa 1 mm virtuelle Sensoren in der CAA-Rechnung platziert. Beobachtungen/Diskussion:

- Durch Interferenz von akustischen und turbulenten Wanddruck-Anteilen zeigt sich ein welliger Verlauf.
- Der in Richtung zu  $x = -2h$  hin tendenziell ansteigende Pegel kommt dadurch zustande, dass man sich dort unter dem Quellgebiet befindet.
- Das Maximum wird im Bereich der Abrundung der Stufe erreicht.
- Betrachtet man unterschiedliche Frequenzanteile der Wanddruckschwankungen, so ergibt sich, dass dieses Maximum bei jeder Frequenz an dieser Stelle liegt. Es ist zu vermuten, dass sich an der Stelle des Maximums des Wanddruckpegels auch die Schallquelle befindet.
- Prinzipiell ähnliche Verläufe wie in Abb. 13 ergeben sich auch bei  $r_s = 0$  /  $r_s = h$ . Bei  $r_s = 0$  befindet sich das Wanddruckmaximum an der oberen Stufenkante.
- $L_{p,Wand}$  erreicht seinen höchsten Maximalwert nicht bei  $r_s = 0$ , sondern vielmehr im Falle  $r_s = h/2$ , siehe auch Tabelle 3. Dazu ist auch die o.a. Beobachtung zu vergleichen, dass der Schalldruckpegel bei  $r_s = h/2$  nicht geringer als bei  $r_s = 0$  ist.



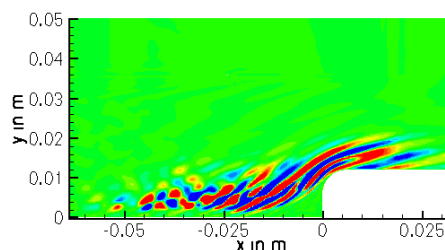
**Abbildung 13:** Örtlicher Verlauf des Wanddruckpegels  $L_{p,Wand}$  für den zentralen Testfall

**Tabelle 3:** Maximale Wanddruckpegel  $L_{p,Wand,max}$  bei verschiedenen Krümmungsradien und einer Anströmgeschwindigkeit von 50 m/s.

$r_s$	0	$h/2$	$h$
$L_{p,Wand,max}$ in dB	89	97	87

Momentaufnahme der Wirbelstärke:

In Abb. 14 ist eine Momentaufnahme der z-Komponente des Wirbelstärkevektors dargestellt. An der linken Grenze des Quellgebietes sind noch kleine Wirbel zu erkennen; befindet man sich weiter stromab, dann zeigen sich nur noch lang gestreckte Strukturen. Die Wirbel werden auf ihrem Weg von der Wirbelquelle zur Stufe durch das Grenzschichtprofil gestreckt, ohne allerdings in kleinere zu zerfallen. Das führt vermutlich dazu, dass in der Rechnung zu wenig hochfrequenter Schall erzeugt wird. Die beiden Hauptgründe für dieses Verhalten sind einerseits die Tatsache, dass nur zweidimensional gerechnet wurde (Turbulenz ist aber laut Definition ein dreidimensionales Phänomen) und dass linearisierte Gleichungen gelöst wurden (keine Verknüpfung unterschiedlicher Wellenzahlen durch nichtlineare Effekte).



**Abbildung 14:** Momentaufnahme von  $\vec{\omega}_z'$  beim zentralen Testfall.



### Sich ergebender Weiterentwicklungsbedarf:

Aus den ersten CAA-Rechnungen ergibt sich vor allem folgender Weiterentwicklungsbedarf, um mit dem Verfahren zuverlässig die Lärmerzeugung an einer vorwärtsgeneigten Stufe vorhersagen zu können:

- Verbesserung der Eigenschaften der turbulenten Schwankungen, die in der CAA-Rechnung induziert werden
- Erweiterung des auswertbaren Frequenzbereiches.

Vor dem Übergang auf die komplizierte Phase 2 wurde im weiteren Projektverlauf an der Erweiterung des auswertbaren Frequenzbereiches in Phase 1, d.h. an einer Verminderung des Störschalls, gearbeitet. Phase 2 konnte dadurch allerdings nicht mehr direkt bearbeitet werden.

### **CAA - Vermeidung von Störschall:**

#### Theoretische Grundlagen:

Die Entstehung von Störschall wird mit den 2D-LEE-Bewegungsgleichungen für eine uniforme Grundströmung in x-Richtung beschrieben ( $\vec{Q}$  Quelltermvektor):

$$\frac{\partial v'_x}{\partial t} + v_{0x} \frac{\partial v'_x}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial x} = W Q_x$$
$$\frac{\partial v'_y}{\partial t} + v_{0x} \frac{\partial v'_y}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial y} = W Q_y$$

Die Berechnung der Divergenz  $\theta'$  und der z-Komponente des Wirbelstärke-Vektors  $\vec{\omega}'$  aus diesen Gleichungen liefert mit einigen aus der Vektoranalysis bekannten Zusammenhängen:

$$\frac{\partial \theta'}{\partial t} + v_{0x} \frac{\partial \theta'}{\partial x} + \frac{\Delta p'}{\rho_0} = W(\nabla \cdot \vec{Q}) + Q_x \frac{\partial W}{\partial x} + Q_y \frac{\partial W}{\partial y}$$
$$\frac{\partial \omega'_z}{\partial t} + v_{0x} \frac{\partial \omega'_z}{\partial x} = W(\nabla \times \vec{Q})_z - Q_x \frac{\partial W}{\partial y} + Q_y \frac{\partial W}{\partial x}$$

Im Falle einer eingefrorenen Quelle, die in x-Richtung konvektiert wird, ist die Störschallproduktion proportional zu  $\partial W / \partial x$ , d.h. die Terme mit  $\partial W / \partial y$  auf der rechten Seite der Gleichungen müssen hier nicht weiter betrachtet werden. Nach diesen Gleichungen sorgt also bei einer Strömung in x-Richtung  $Q_x$  an Orten mit  $\partial W / \partial x \neq 0$  für die Entstehung von Stör-Divergenz  $\theta'_{sp}$  (und somit auf direktem Wege für Störschall), während  $Q_y$  zunächst Stör-Wirbelstärke  $\omega'_{z,sp}$  generiert. Dies führt jedoch indirekt ebenfalls zu Störschall, da das Entstehen und Verschwinden von Wirbelstärke mit Lärm verbunden ist. Die im Folgenden diskutierten vier Verfahren zur Störschallvermeidung (SSV) basieren zumeist auf einer Reduktion bzw. Auslöschung von  $\theta'_{sp}$  bzw.  $\omega'_{z,sp}$ .

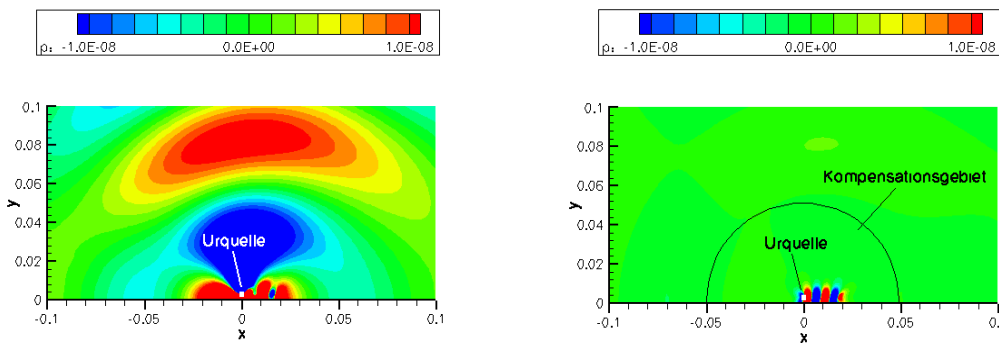
#### Störschallvermeidung durch eine Gewichtsfunktion $W$ :

Diese Methode wurde bei allen bisher vorgestellten CAA-Rechnungen verwendet. Indem der Quellterm durch die Gewichtsfunktion  $W$  örtlich langsam ein- und wieder ausgeblendet wird, wird  $\partial W / \partial x$  klein gehalten, siehe oben.

### Störschallvermeidung durch (exakte) Zusatzquellen für Bewegungsgleichungen:

Die Produktion von  $\theta'_{sp}$  und  $\omega_z'_{sp}$  durch  $\partial W / \partial x$  kann vollständig vermieden werden, indem man die Terme  $Q_x \cdot \partial W / \partial x$  bzw.  $Q_y \cdot \partial W / \partial x$  als zusätzliche Quellen mit geändertem Vorzeichen auf die rechte Seite dieser Gleichungen schreibt (Auslöschung der Original Störschall-Quellen). Da aber von PIANO nicht diese Gleichungen, sondern die allgemeinen Bewegungsgleichungen der LEE gelöst werden, müssen diese Zusatzquellen in Quellen für die Bewegungsgleichungen transformiert werden. Dies erfolgt durch Lösung einer Poissonschen Gleichung bzw. über das Gesetz von Biot-Savart und führt zu einem sehr hohen Implementierungs- und Rechenaufwand.

In [19] wurde zunächst nur eine Zusatzquelle zur Auslöschung von  $\omega_z'_{sp}$  abgeleitet, hier geschah dies verallgemeinernd auch zur Kompensation von  $\theta'_{sp}$ . In Abb. 15 sind Momentaufnahmen von  $p'$  für zwei Testrechnungen (2D) dargestellt. Es wurde bei ansonsten unveränderten Einstellungen ohne Zusatzquelle und anschließend mit der berechneten Zusatzquelle zur Kompensation von  $\theta'_{sp}$  gerechnet.



**Abbildung 15:** Momentaufnahmen von  $p'$  aus Testrechnungen zur Störschallvermeidung durch exakte Zusatzquellen für die Bewegungsgleichungen; links: ohne Kompensation; rechts: mit Zusatzquelle zur Kompensation von  $\theta'_{sp}$

Man erkennt eine deutliche Störschallreduktion bei Verwendung der Zusatzquelle (etwa 25 dB). Dieser Wert lässt sich weiter verbessern, wenn man den Bereich  $\partial W / \partial x$  durch mehr Gitterpunkte auflöst, und somit die Genauigkeit der numerisch berechneten Zusatzquelle erhöht. Das resultiert allerdings in einer weiteren Erhöhung der Rechenzeit, die sich hier durch die Kompensation bereits verfünffacht hat.

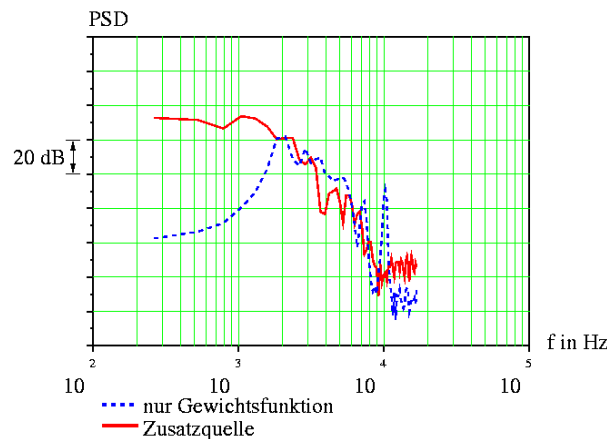
Aufgrund des enormen Bedarfes an Rechenzeit und zusätzlicher Schwierigkeiten, wenn sich das Quellgebiet in der Nähe eines Körpers befindet, wird dieser Ansatz wohl kaum direkt zur Lösung des Störschall-Problems führen. Allerdings hat er sich als sehr nützlich zum Verständnis der grundlegenden Störschall-Entstehungs-Mechanismen in den LEE und den APE erwiesen, so dass seine aufwändige Implementierung in den PIANO-Code vermutlich indirekt zu einer Lösung des Problems beiträgt.

### Störschallvermeidung durch (angenäherte) Zusatzquellen für Bewegungsgleichungen:

Eine zweite Formulierung folgt aus einem Ansatz, mit dessen Hilfe ein zusätzlicher Quellterm für die Lösung der Lighthill-Analogie nach Curle zur Auslöschung des

Störschalles im Fernfeld abgeleitet wurde, siehe [22]. Dieser Ansatz wurde auf den Fall „LEE + Quellterm“ übertragen, wobei sich als Zusatzquelle im Wesentlichen das Produkt aus  $\partial W / \partial x$  und dem Zeitintegral über die Urquelle ergibt. Ein Unterschied zu den übrigen Ansätzen liegt darin, dass nicht  $\omega'_{z, sp}$  bzw.  $\theta'_{sp}$  im Ein-/Ausblendbereich der Urquelle vermieden werden sollen, sondern der dadurch im Fernfeld erzeugte Schall ausgelöscht werden soll (Fernfeldnäherung). Im Nahfeld handelt man sich durch diese Zusatzquellen hingegen unerwünschte hydrodynamische Störungen ein.

Abb. 16 vergleicht das Schalldruck-Spektrum am Punkt X, das sich aus einer Testrechnung mit der beschriebenen Zusatzquelle beim zentralen Testfall ergab, mit dem Spektrum bei ausschließlicher Verwendung einer Gewichtsfunktion  $W$  zur Störschallreduktion, siehe Abb. 10. Man erkennt, dass die untere Grenzfrequenz von etwa 2 kHz sowie der unerwünschte Störschall-Peak bei etwa 10 kHz bei Anwendung der Zusatzquelle entfallen. Tatsächlich ist die Simulation nun in einem Bereich von 0 - 8 kHz, anstelle 2 - 5 kHz, auswertbar. Da die Größe des Quellgebietes ( $\Delta x$ ) bei Anwendung der Zusatzquelle auf etwa ein Viertel reduziert werden konnte, hat sich die Rechenzeit, trotz Berechnung der Zusatzquelle, nicht erhöht.



**Abbildung 16:** PSD - Spektren von  $p'$  für den zentralen Testfall am Punkt X bei unterschiedlichen Arten der Störschallreduktion.

#### Störschallvermeidung durch Zusatzquelle für Energiegleichung:

Die Herleitung einer Zusatzquelle  $q_c$  für die Energiegleichung zur Auslöschung des Störschalls, der durch eine ein- bzw. ausgeblendete Urquelle  $\bar{q}_m$  für die Bewegungsgleichungen entsteht, kann anhand der 2D LEE für ruhendes Medium dargestellt werden:

$$\frac{\partial \bar{v}'}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \nabla p' = W \bar{q}_m \qquad \frac{\partial p'}{\partial t} + \gamma p_0 \nabla \cdot \bar{v}' = q_c$$

Aus diesen Gleichungen ergibt sich folgende Wellengleichung:

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\gamma p_0}{\rho_0} \Delta p' = \frac{\partial q_c}{\partial t} - \gamma p_0 \nabla \cdot (W \bar{q}_m)$$

Aufgrund des Linearitätsprinzips und der Tatsache, dass Störschall bei einer Konvektion in x-Richtung nur durch  $\partial W / \partial x$  entsteht, folgt daraus

$$\frac{\partial^2 p'_{sp}}{\partial t^2} - \frac{\rho_0}{\rho_0} \Delta p'_{sp} = \frac{\partial q_c}{\partial t} - \gamma p_0 q_{mx} \cdot \frac{\partial W}{\partial x}$$

Damit kein Störschall angeregt wird, muss die rechte Seite dieser Gleichung Null sein, d.h. die gesuchte Kompensationsquelle für die Energiegleichung lautet im ruhenden Medium:

$$q_c(\bar{x}, T) = \gamma p_0 \frac{\partial W}{\partial x} \int_0^T q_{mx}(\bar{x}, t) dt$$

Falls die Grundströmung nicht Null ist, ergeben sich kompliziertere Ausdrücke. Die Berechnung dieser Zusatzquelle wurde zwar bereits in PIANO implementiert, systematische Testrechnungen stehen allerdings noch aus. Dabei gilt es ggf. auch zu klären, wie sich das Vorhandensein von Körpern in der Nähe der Urquelle auf die Berechnung der Zusatzquelle auswirkt.

### Übersichtstabelle

**Tabelle 4:** Zusammenfassender Vergleich der betrachteten Methoden zur Störschallvermeidung (SSV)

<b>SSV durch ...</b>	<b>Gewichtsfunktion <math>W</math></b>	<b>Zusatzquelle für Bewegungsgleichungen (exakt)</b>	<b>Zusatzquelle für Bewegungsgleichungen (genähertheit)</b>	<b>Zusatzquelle für Energiegleichung</b>
<b>Programmieraufwand</b>	sehr gering	hoch	gering	gering, falls Grundströmung = Null
<b>Rechenzeitaufwand</b>	gering	sehr hoch	gering	gering, falls Grundströmung = Null
<b>Zusatzaufwand bei Körpern nahe der (Ur-)Quelle ?</b>	nein	ja	nein	?
<b>Zusatzaufwand bei beliebiger Grundströmung ?</b>	nein	nein	nein	theoretisch ja
<b>Nötige Größe von <math>\Delta x</math></b>	hoch	gering	gering	vermutlich gering
<b>Anmerkungen zur Anwendbarkeit</b>	bloße Verwendung von $W$ zur SSV reichte trotz großem $\Delta x$ nicht aus	exakte Lösung, aber hoher Rechenaufwand	Näherungslösung, erste gute Ergebnisse, aber zusätzliches Nahfeld	wurde zwar schon für Grundströmung = Null implementiert, Tests fehlen aber noch

## Literatur:

- [19] EWERT, R., MEINKE, M., SCHRÖDER, W.: Computation of Trailing Edge Noise via LES and Acoustic Perturbation Equations, AIAA-Paper 2002-2467, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002
- [20] HAHN, C. et al.: Experimentelle Untersuchungen zu strömungsinduzierten Schallquellen. Vortrag DAGA 2005 München
- [21] POTT-POLLENSKE, M.: Aeroakustischer Windkanal Braunschweig - Hintergrundgeräuschmessung. DLR, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, 2004
- [22] Wang, M., Lele, S.K., Moin, P.: Computation of Quadrupole Noise Using Acoustic Analogy, AIAA Journal 34 (11), pp. 2247--2254, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1996

### II.1.2. Lattice-Boltzmann-Verfahren (LBM)

Das Lattice-Boltzmann-Verfahren basiert im Gegensatz zu den klassischen Verfahren der Computational Fluid Dynamics (CFD) nicht auf einer Diskretisierung der eine Strömung beschreibenden Navier-Stokes-Gleichungen, sondern auf der aus der statistischen Mechanik bekannten Boltzmann-Gleichung. Für diese Gleichung wird eine spezielle Diskretisierung mit finiten Differenzen eingeführt, was auf die Entwicklungsgleichung

$$f_i(\vec{x} + \Delta x_i, t + \Delta t) - f_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\tau} (f_i^{eq}(\vec{x}, t) - f_i(\vec{x}, t))$$

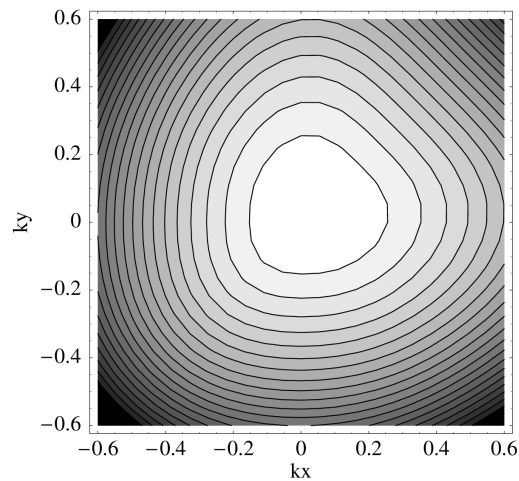
führt. Hier sind  $f_i$  die Teilchenströme, die sich während eines Zeitschrittes von einem Knoten eines äquidistanten, kartesischen Gitters zu einem anderen Knoten innerhalb einer definierten Nachbarschaft bewegen [23]. Der Kollisionsoperator auf der rechten Seite der Gleichung wurde hier durch die Lattice-Bathnagar-Gross-Krook (LBGK) Näherung approximiert, was die Gültigkeit des Verfahrens auf kleine Mach-Zahlen einschränkt. Darin ist die Gleichgewichtsverteilung gegeben durch

$$f_i^{eq} = w_i \rho \left( 1 + d(\Delta \vec{c}_i \cdot \vec{v}) + e(\Delta \vec{c}_i \cdot \vec{v})^2 + f(\vec{v} \cdot \vec{v}) \right)$$

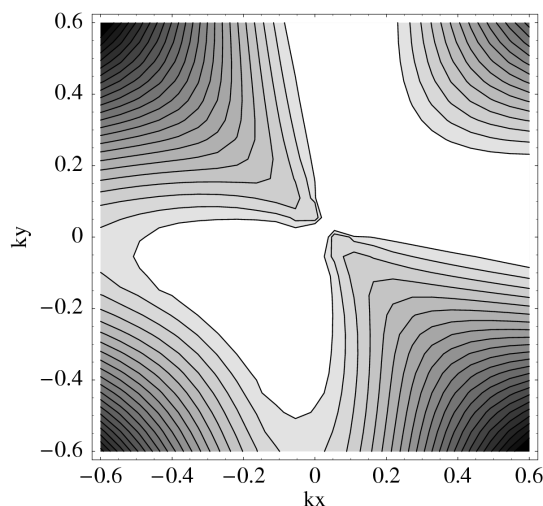
mit den makroskopischen Größen Geschwindigkeit  $\vec{v}$  und Dichte  $\rho$ :

$$\rho(\vec{x}, t) = \sum_i f_i(\vec{x}, t), \vec{v}(\vec{x}, t) = \sum_i f_i(\vec{x}, t) \Delta \vec{c}_i$$

Durch Linearisierung der Gleichgewichtsfunktion erhält man ein Verfahren, dessen Eigenschaften in Bezug auf die Schallausbreitung im linearen Fall mit denen des Lattice-Boltzmann-Verfahrens identisch sind und das mit der klassischen von-Neumann-Analyse untersucht werden kann. Aus den zu Schallwellen gehörigen Eigenwerten der sich ergebenden Operatormatrix, die numerisch mit Hilfe des Programms Mathematica bestimmt wurden, kann die Dispersionsrelation des Verfahrens bestimmt werden. Abb. 17 zeigt die Abweichung der Phasengeschwindigkeit von Schallwellen vom Idealwert in Abhängigkeit von der Wellenzahl, bezogen auf die Gitterweite  $\Delta x$ , wobei bei dieser Rechnung eine Grundströmung mit  $M=0.14$  angenommen wurde.



**Abbildung 17:** Abweichung der Phasengeschwindigkeit von Schallwellen vom Idealwert für ein 2D Lattice-Boltzmann-Verfahren in Abhängigkeit von der Wellenzahl. Jede Isolinie entspricht einem Fehler von 0,1%.



**Abbildung 18:** Effektive Viskosität bezogen auf den Wert bei  $k=0$  für Schallwellen in einem D2Q9-Lattice-Boltzmann-Modell als Funktion des Wellenvektors  $\{k_x, k_y\}$  bei einer Rundströmung mit  $Ma=0.141$  in  $45^\circ$  Richtung zur  $x$ -Achse. Der Betrag des Wellenvektors ist mit der Gitterweite  $\Delta x$  skaliert.

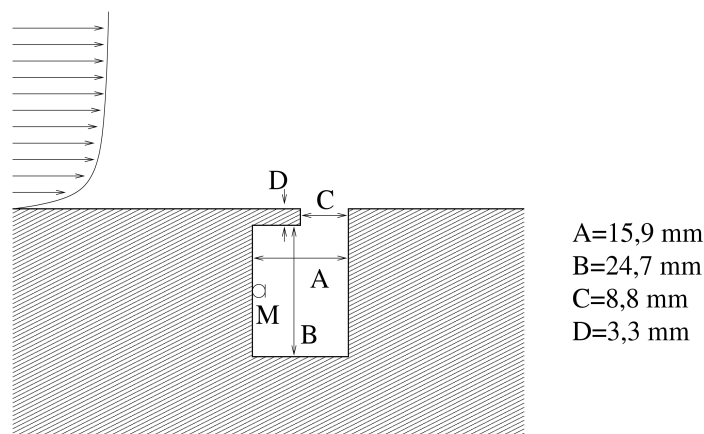
Der Fehler der Phasengeschwindigkeit überschreitet bei einer Auflösung von unter 30 Punkten pro Wellenlänge 0,1%, bzw. 1% bei unter 10 Punkten pro Wellenlänge. Die Dissipation von Schallwellen unterliegt bei dem LBGK-Verfahren einem systematischen Fehler. Die zweite Viskosität  $m_2$  ist nicht, wie für ein ideales Gas erforderlich, gleich null, sondern  $m_2=2/3m_1$  [24]. Dennoch ergibt sich damit eine sehr geringe Dissipation, so dass normalerweise Absorption beim Lattice-Boltzmann-Verfahren immer dann vernach-

lässigt werden kann, wenn dies für das modellierte physikalische Problem auch gilt. Abb. 18 zeigt die Abweichung der Dämpfungswerte von dem Wert bei  $k=0$ .

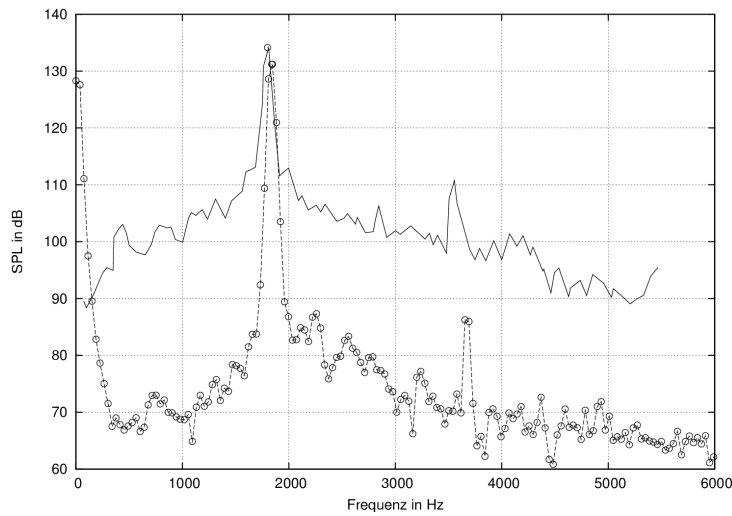
Für dreidimensionale Lattice-Boltzmann-Verfahren erhält man prinzipiell vergleichbare Ergebnisse, auf deren Darstellung hier aus Platzgründen verzichtet wird. Eine ausführlichere Darstellung der Ergebnisse findet sich in [25].

### Ergebnisse der Testsimulationen:

Der Testfall des überströmten Helmholtzresonators (siehe Abb. 19) wurde bei den Computational Aero-Acoustics (CAA) Workshops on Benchmark Problems 1999 und, leicht modifiziert, 2003 bearbeitet [26]. In dieser Studie wurde der Fall einerseits als 3D-Fall mit dem kommerziell verfügbaren Strömungssimulationsprogramm PowerFLOW und andererseits mit einem selbst implementierten Standard D2Q9-LBGK-Verfahren bearbeitet. Dabei wurden die Druckschwankungen an einem bestimmten Punkt im Resonator gemessen. Abb. 20 zeigt die Ergebnisse der Simulation und einer Messung im Windkanal [26] für eine Grenzschichtdicke von 20 mm und eine Anströmgeschwindigkeit von 50 m/s. Sowohl im Windkanalexperiment als auch in der Simulation war ein tonales Geräusch mit einer Frequenz von 1800 Hz (Windkanal) bzw. 1840 Hz (Simulation) und einem Wechseldruckpegel von 134 dB (Windkanal) bzw. 131 dB (Simulation) festzustellen.

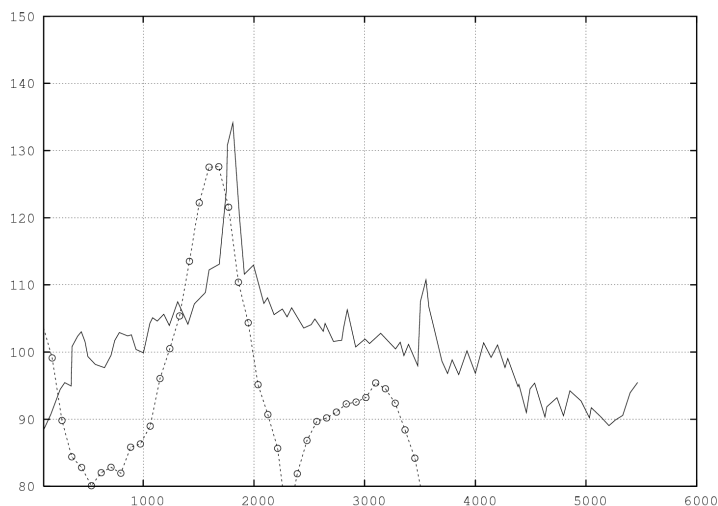


**Abbildung 19:** Skizze der Geometrie des überströmten Helmholtzresonators. Die Dicke der Grenzschicht über der Platte beträgt laut Problemdefinition 16 mm (22 mm) bei einer Strömungsgeschwindigkeit von  $u_\infty = 26,8$  m/s (50,9 m/s). An dem mit "M" bezeichneten Ort befand sich ein Sensor zur Messung der Druckschwankungen.



**Abbildung 20:** Spektrale Dichte der Druckschwankungen im überströmten Helmholtzresonator, simuliert mit PowerFLOW (gestrichelt) und im Windkanal gemessen (durchgezogen).

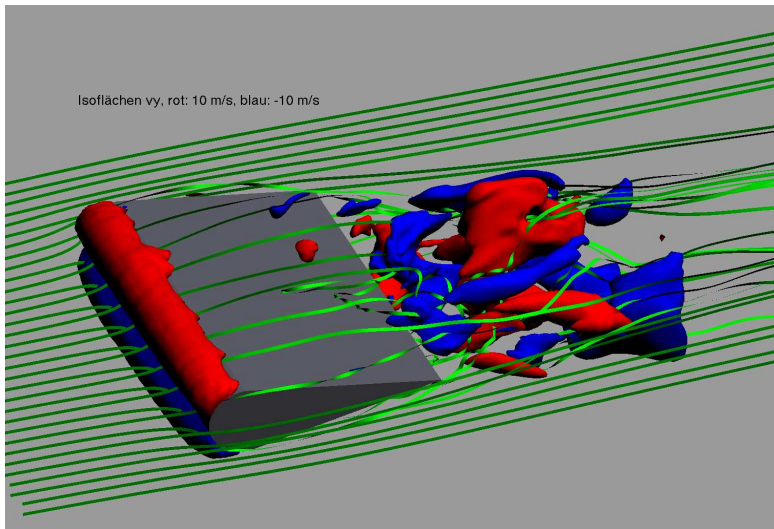
Das breitbandige Hintergrundgeräusch ist in der Simulation deutlich schwächer als im Experiment. Der Grund hierfür ist vor allem, dass das Geschwindigkeitsprofil der Grenzschicht in der Simulation durch eine entsprechende Randbedingung erzwungen wurde, die keine instationären Schwankungen produzierte. Die Ergebnisse der für andere Grenzschichtdicken und Anströmgeschwindigkeiten bzw. mit dem D2Q9-Verfahren durchgeführten Simulationen zeigen gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Experimenten (siehe Abb. 21).



**Abbildung 21:** Spektrum der Leistungsdichte der Druckschwankungen im Resonator bei einer Grenzschichtdicke von 20 mm. Die durchgezogene Linie zeigt die von Henderon gemessenen Werte, die mit "o" bezeichnete Kurve gibt die Simulationsergebnisse mit dem D2Q9-LBGK-Modell wieder.



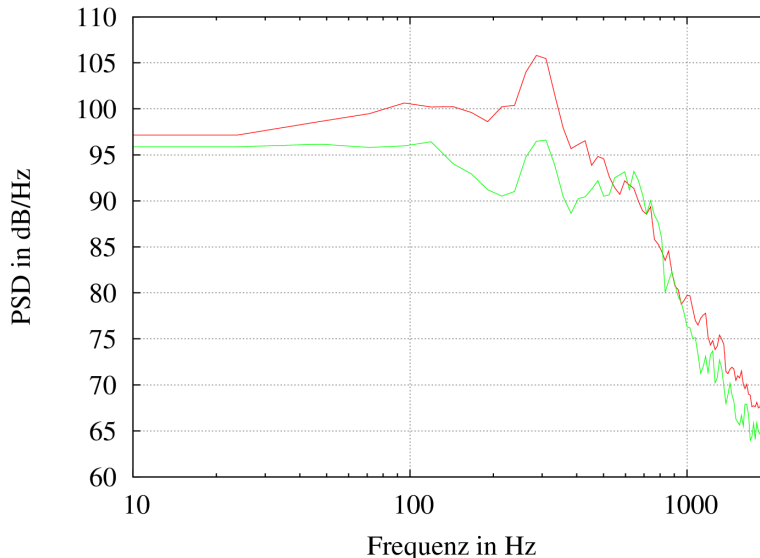
Der Testfall "Halbzylinder mit Heckdreieck" wurde ebenfalls mit PowerFLOW in 3D simuliert. Dabei zeigte sich, dass die Strömung weit weniger periodisch ausgeprägt ist als ursprünglich angenommen. Wie in Abb. 22 zu sehen, ist das Strömungsfeld turbulent; kohärente, zweidimensionale Strukturen sind kaum auszumachen.



**Abbildung 22:** Isoflächen der Geschwindigkeitskomponente normal zum Profil, rot:  $v_y = 10$  m/s, blau:  $v_y = -10$  m/s. Die turbulenten Strömungsstrukturen sind dreidimensional.

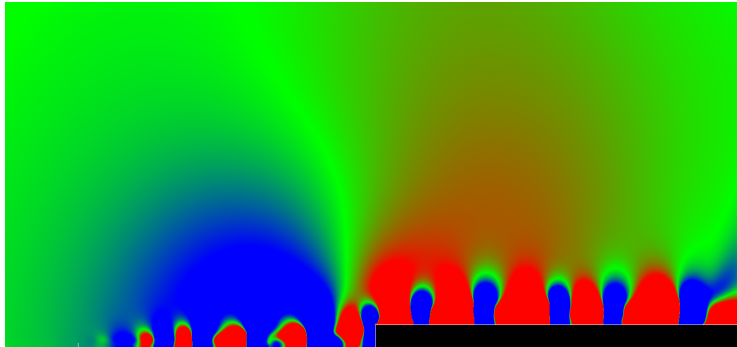
In den Spektren der Wanddruckschwankungen ist neben den breitbandigen Schwankungen bei 300 Hz eine schwach ausgeprägte tonale Komponente zu erkennen, die sich um ca. 5 dB vom Rauschen abhebt (siehe Abb. 23). Die Windkanalmessungen wurden in zwei Konfigurationen durchgeführt: Einerseits wurde die Strömung an der unmodifizierten Struktur gemessen, andererseits wurde die Strömung am Übergang vom Halbzylinder zum Heckdreieck künstlich turbulent gemacht. Die an der unmodifizierten Struktur gemessenen Wanddruckschwankungen stimmen recht gut mit den hier gezeigten Spektren überein [27], während die Messungen im Windkanal an der gestörten Strömung eine Überhöhung im Spektrum bei etwa 130 Hz zeigten. PowerFLOW verwendet in der Nähe von festen Wänden ein Modell für das Geschwindigkeitsprofil, das von einer turbulenten Grenzschichtströmung ausgeht. Insofern sollte der hier gezeigte Fall eher dem Windkanalexperiment mit gestörter Strömung entsprechen. Andererseits ist die Grenzschicht auch in der Simulation mit PowerFLOW sehr dünn, während andererseits das Hindernis, das beim Windkanalexperiment benutzt wurde, mit einer Dicke von etwa 0,3 mm im Vergleich zu den Abmessungen der Strebe nicht mehr verschwindend klein ist. Zum Vergleich dieser Windkanalexperimente wären somit weitere numerische Untersuchungen notwendig. Die übrigen Ergebnisse der Simulation weisen insgesamt eine gute Übereinstimmung mit den Windkanalmessungen auf. Leider kann das akustische Fernfeld derzeit nicht direkt ausgewertet werden, weil die Druckschwankungen durch das Quantisierungsrauschen überlagert werden, das durch die interne Darstellung der Teilchenströme mit 16-bit Zahlen in PowerFLOW bedingt ist. Dies wird

sich jedoch in absehbarer Zeit ändern, da in PowerFLOW mit der nächsten Version (4.) eine Fließkommadarstellung der Teilchenströme integriert wird.

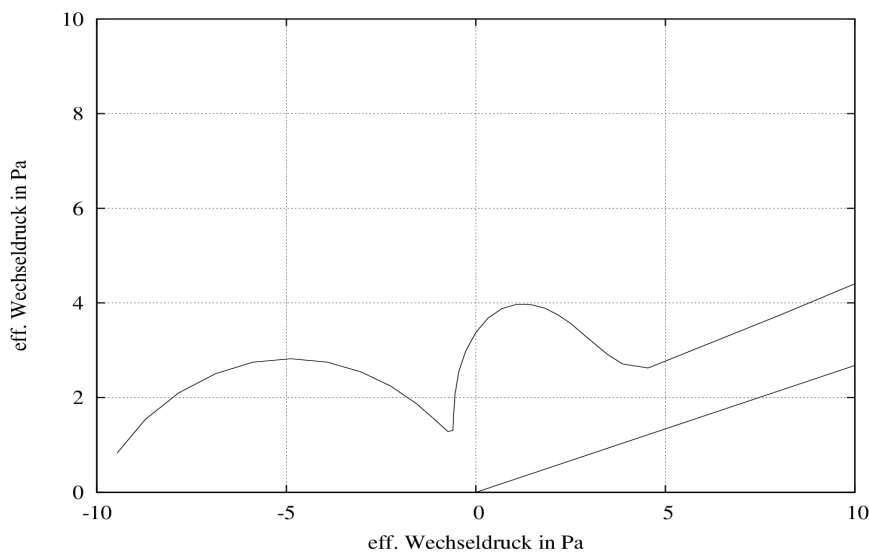


**Abbildung 23:** Spektrale Dichte der Wanddruckschwankungen an zwei Positionen am Halbzylinder, simuliert mit PowerFLOW; rot: nahe der Hinterkante, grün: zentrale Position

Die numerischen Experimente an der vorwärts überströmten Stufe wurden mit dem selbst implementierten D2Q9-Verfahren bearbeitet. Es wurden dabei abgerundete Stufen untersucht, wobei die Radien der Rundung  $0$ ,  $h/2$  und  $h$  betragen, wobei  $h$  die Höhe der Stufe (12 mm) bezeichnet. Die Abb. 24 zeigt einen Schnappschuss des Druckfeldes bei der nicht abgerundeten Stufe. Um eine instationäre Störung einzubringen, die an der Stufe selbst Schall erzeugen kann, wurde stromauf ein kleines Hindernis positioniert, von dem sich regelmäßig Wirbel ablösen. Die zu diesen Wirbeln gehörenden Druckstörungen sind entlang der Wand zu erkennen. An der Stufenkante erzeugen die Störungen Schall, der nach vorn und hinten abgestrahlt wird. In Abb. 24 ist dies ebenfalls erkennbar (großes Unterdruckgebiet (blau) stromauf, Überdruckgebiet (rot) hinter der Stufe). In der vorliegenden Fassung erlauben diese Rechnungen keinen quantitativen Vergleich mit anderen numerischen oder Windkanalexperimenten, weil die Grenzschicht in der Zuströmung (Turbulenz, Geschwindigkeitsprofil) nicht korrekt nachgebildet wurde. Hier wären weitere, umfangreiche Arbeiten erforderlich gewesen, die aus Kapazitätsgründen nicht ausgeführt werden konnten. Abb. 25 zeigt die Richtcharakteristik des abgestrahlten Schalls, der auf einem um den Fußpunkt der Stufe zentrierten Halbkreis aufgenommen wurde. Offenbar handelt es sich um einen in Strömungsrichtung orientierten Dipol, wobei jedoch stromaufwärts deutlich mehr Schall abgestrahlt wird als stromab. Bei einem Winkel von etwa  $70^\circ$  zur Stromauf-Richtung hat die Schallabstrahlung ein Minimum. Entsprechende Rechnungen für die abgerundeten Stufen zeigten eine deutliche Abnahme der Schallabstrahlung. Die Richtcharakteristik blieb jedoch im Wesentlichen unverändert und stimmt bei Normierung auf einen Mittelwert gut mit den Rechnungen des DLR überein.



**Abbildung 24:** Vorwärts überströmte Stufe: Schnappschuss des Druckes



**Abbildung 25:** Richtcharakteristik des von der vorwärts überströmten Stufe abgestrahlten Schalls

### Literatur:

- [23] WILDE, A.: Application of the Lattice-Boltzmann method in flow acoustics. 4th SWING Aeroacoustic Workshop, Aachen, Feb. 26–27, 2004
- [24] DELLAR, P.J.: Bulk and shear viscosities in lattice Boltzmann equations. Physical Review E, 64(3):031203, 2001
- [25] WILDE, A.: Calculation of sound generation and radiation from instationary flows. zur Veröffentlichung angenommen in Computers&Fluids, Sonderausgabe zur ICM-MES 2004, 2005
- [26] HENDERSON, B.: Automobile Noise Involving Feedback Sound Generation by Low Speed Cavity flows. Proceedings of the Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, Cleveland, Ohio November 8–10, 95–100, 1999
- [27] ACHILLES, S., A. ZEIBIG A. WILDE: Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur. Vortrag DAGA '05, München 2005

### II.1.3. Wanddruckschwankungen

In dem Bericht [11] sind zahlreiche Fachaufsätze ausgewertet worden, die sich mit dem Problem beschäftigen, wie aus den Druckschwankungen auf überströmten Oberflächen – interpretiert als Strömungsschallquellen – der Fernfeldschalldruck ermittelt werden kann. Außerdem wird auf das Problem der gerichteten Schallabstrahlung bei umströmten Körpern (z. B. bei der Schallquelle „Hinterkantenlärm“, trailing edge noise) eingegangen.

Bei den inhomogenen Wellengleichungen der Strömungsakustik gibt es zahlreiche Formulierungen, die im Quellterm neben den Geschwindigkeitsschwankungen auch die Druckschwankungen in der Strömung beinhalten (siehe z. B. in [28]). In der Strömungsakustik interessieren prinzipiell instationäre Druckfelder, gleichgültig, ob sie – in einer getrennten Betrachtungsweise – von strömungsmechanischer oder von akustischer Art sind (siehe dazu z. B. [29]). Deshalb ist zu diesem Problemkreis die Fachliteratur von Interesse, die die Berechnungsmöglichkeiten von Druckschwankungen in Strömungen und im daran angrenzenden „ruhenden“ Fluid (dem akustischen Fluid) aufzeigt. Für die Schallerzeugung bei überströmten Oberflächen sind die Druckschwankungen auf der überströmten Oberfläche von großer Bedeutung. Diese Oberflächen-Druckschwankungsfelder gelangen durch den konvektiven Transport zu eventuell vorhandenen geometrischen Unstetigkeitsstellen der überströmten Struktur, z. B. an die Hinterkante eines umströmten Tragflügels oder einer überströmten Platte. Dort können die hydrodynamischen Druckschwankungen der Strömung, in der Wechselwirkung mit der Hinterkante, durch Transfer der Schwankungsenergie in andere Wellenzahlbereiche, als sehr intensive Schallstrahler auftreten.

Grundsätzlich interessiert in der Strömungsakustik der Zusammenhang zwischen den Wanddruckschwankungsfeldern auf überströmten Oberflächen und der ins Fernfeld abgestrahlten Schallenergie. Es sind also insbesondere Publikationen von Interesse, die diesen Zusammenhang darstellen. Dabei werden die Wanddruckschwankungen einerseits mit modernen numerischen Methoden der Strömungsmechanik und der Strömungsakustik berechnet (z. B. LES, SNGR/CAA), andererseits gibt es für die Druckkorrelationen und Druckspektren auf den festen Oberflächen messtechnisches bzw. halbempirisches/analytisches Datenmaterial.

Das Problem des Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und der ins Fernfeld abgestrahlten Schallenergie beinhaltet die prinzipielle Frage, ob sich bei einem umströmten Körper bzw. bei einer überströmten festen Oberfläche überhaupt ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Wanddruck und Schallfeld herstellen lässt, ob also die Wanddruckschwankungen das akustische Quellgeschehen eindeutig widerspiegeln. Es gibt viele Anzeichen dafür, dass dieser Zusammenhang tatsächlich existiert. Validierungen von Rechenergebnissen für diesen Zusammenhang mit messtechnischen Untersuchungen vom aeroakustischen Windkanal zeigen eindeutige Belege dafür, siehe z. B. in jüngster Zeit die Publikation von CASPER / FARASSAT [30]. Die Zweifel an der Existenz dieses Zusammenhanges haben ihre Ursache z. T. darin, dass bei einem umströmten Körper die Wanddruckschwankungen nur eine Schallquelle sind; andere Schallquellen, wie z. B. eine erhöhte Zuströmturbulenz, abgelöste Strömungsbereiche, die Wechselwirkung mit der Vorderkante und der Hinterkante sind u. U. Schallquel-

len, die energiereichere Fernschallfelder erzeugen als die Quelle „Wanddruckschwankungen“. Hier zeigt sich das prinzipielle Problem, inwieweit Wanddruckschwankungen auch die turbulente Zuströmung, die abgelöste Strömung, die Wechselwirkung mit den Kanten widerspiegeln. Dazu gibt es wenig Material und wenig an Erkenntnissen in der instationären Aerodynamik, die weitestgehend auf die Berechnung und Messung von Geschwindigkeitsfeldern (stationär und instationär) und daraus abgeleiteten Größen (Impulsstrom, Spannungstensor) ausgerichtet ist.

Ein anderer Grund für den Zweifel an der Existenz eines eindeutigen Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernfeldschalldruck ist die Tatsache, dass die lokale Druckschwankung auf der festen Oberfläche aus einem Volumenintegral des Strömungsfeldes im Raum über der Oberfläche berechnet werden muss, dass es also keinen direkten Zusammenhang zwischen dem örtlichen Geschwindigkeitsfeld über dem betrachteten Wandbereich und dem Druckschwankungsfeld auf der Oberfläche dieses Wandbereiches gibt. Das bedeutet auch, dass es zu unterschiedlichen Strömungsfeldern über der festen Oberfläche gleichartige Wanddruckfelder auf der Oberfläche geben kann. Wie sollte also die Schallabstrahlung bei einer überströmten Platte eindeutig aus dem Wanddruckfeld berechnet werden können, wenn zu diesem Druckfeld verschiedenartige Strömungsfelder über der Platte gehören können? Demgegenüber steht die Frage, ob es denn nicht plausibel ist, dass das schallrelevante Strömungsgeschehen über der Platte, einschließlich der Zuströmturbulenz, abgelöster Strömungsbereiche, die Strömungswechselwechselwirkung mit den Kanten u. a., das Wanddruckfeld aufprägt, dass sozusagen das Strömungsgeschehen (mit all den genannten Zusatzeffekten) einen Fußabdruck auf der festen Oberfläche in Form des Wanddruckschwankungsfeldes hinterlässt, das nunmehr als Abbild der Strömungsdetails die Funktion der Schallquelle übernimmt?

Dieser Zusammenhang zwischen dem Strömungsfeld über der Platte, dem Druckschwankungsfeld auf der Platte und dem Fernfeldschalldruck ist nach Auffassung des Autors dieses Berichtes bisher nicht zusammenhängend behandelt worden. Dieser Zusammenhang kommt z. T. in den ausgewählten recherchierten Publikationen dieses Berichtes vor.

Es ist auch vorstellbar, dass, trotz der unzureichenden Kenntnisse über diesen Zusammenhang, die erfolgreiche Validierung von aeroakustischen Rechenergebnissen mit Windkanalmesswerten darauf zurückzuführen ist, dass im betreffenden Fall jeweils eine dominierende Schallquelle vorhanden ist (z. B. die Wechselwirkung mit der Hinterkante), die theoretisch/rechnerisch ausreichend behandelt werden kann, dass aber keine geschlossene Lösung des Problems möglich ist, wenn alle Strömungswirkungen an der Platte als gleichberechtigte Schallquellen behandelt werden, also auch diejenigen, die im betreffenden Fall weniger Schallenergie abstrahlen.

Der Bericht [11] beinhaltet auch die Auswertung einiger Fachaufsätze, die sich mit der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung des Hinterkantenlärms (trailing edge noise) befassen. Darunter befinden sich vor allem Aufsätze mit analytischen Verfahren der Berechnung des Hinterkantenlärms, aber auch Hinweise auf Arbeiten mit numerischen Verfahren und mit experimentellen Untersuchungen zu diesem Schallabstrahlungsproblem.

Der Bericht bringt keine umfassende Behandlung des Problems der Wanddruckschwankungen in der Strömungsakustik; es sind lediglich Aspekte zum Problemkreis aus der internationalen Fachliteratur der Strömungsakustik zusammen gestellt.

Die insgesamt ausgewertete Literatur ist in der abschließenden Literaturliste ausgewiesen. Von diesen ausgewerteten Literaturstellen konnten hier in diesem Bericht aus Zeitgründen nur die Ergebnisse eines kleinen Teils dieser Recherche niedergeschrieben werden. Die dargestellten Rechercheergebnisse sind in der Form von Arbeitsergebnissen dargestellt!

### **Beispiele für wichtige Theorien des Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernfeldschalldruck [11]:**

#### Theorie von CHANDIRANAMI

Spektraldichte  $\Phi_p^s(\omega)$  des gestreuten Druckes am Aufpunkt  $(x, y, z)$  im Fernfeld:

$$\Phi_p^s(\omega) = \frac{1}{2\pi^2 r k_h} k_a L_2 \Phi_f(\omega) \sin^2(\Theta/2)$$

mit:  $k_h = \frac{\omega}{U_c}$ ,  $k_a$  hydrodynamische bzw. akustische Wellenzahl

$\Phi_f(\omega)$  Frequenzspektrum des Wanddruckes

#### Theorie von CHASE

Frequenzspektraldichte des Schalldrucks im Fernfeld, am Aufpunkt  $\vec{r}$

$$P(\vec{r}, \omega) = \frac{1}{\pi} \left( \frac{u}{c} \right) \frac{L}{r^2} \sec \alpha \sin \theta \sin^2(\phi/2) \int P(k_1, k_1 \tan \alpha, \omega) dk_1$$

mit:  $P(\vec{k}, \omega)$  Frequenzspektraldichte des hydrodynamischen Druckes

#### Theorie von HOWE

Leistungsspektraldichte des Schalldrucks in Abhängigkeit vom Kreuzspektrum der Druckschwankungen auf der Tragflügeloberfläche, nahe der Hinterkante:

$$S_{pp}(\omega) = \frac{2(V/c_0) L \sin \alpha \sin^2(\theta/2)}{\pi R^2 (1 + M_{OR})^2 (1 - M_{vR})^2 (1 - M_v \sin \alpha) [1 - f_K(\omega)]^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \Pi(k_1, k_3, \omega) dk_1$$

mit:  $\Pi_K(k_1, k_3, \omega)$  Wellenzahl-Frequenzspektrum der Druckschwankungen auf der Plattenoberfläche

$$\Pi_K(k_1, k_3, \omega) = \left( \frac{1}{2\pi} \right)^3 \int_{-\infty}^{+\infty} R_{pp}(\zeta_1, \zeta_3, \tau) e^{j(k_1 \zeta_1 + k_3 \zeta_3 - \omega \tau)} d\zeta_1 d\zeta_3 d\tau$$

$R_{pp}(\zeta_1, \zeta_3, \tau)$  Kreuzkorrelationsfunktion des Wanddrucks  
auf dem Tragflügel

$$R_{pp}(\zeta_1, \zeta_3, \tau) = \overline{p(y_1, y_3, t) p(y_1 + \zeta_1, y_3 + \zeta_3, t + \tau)}$$

Mit zahlreichen Vereinfachungen ergibt sich nach HOWE die folgende Beziehung zwischen dem Spektrum des Fernfeldschalldruckes und dem Wellenzahlfrequenzspektrum der Wanddruckschwankungen:

$$\Phi(\omega, \bar{x}) = \frac{A}{|\bar{x}|^2} k_0^2 \cos^2 \theta P(\bar{k}, \omega)$$

Eine einfache, phänomenologisch begründete Theorie von HOWE mit Bezug auf die Untersuchungen von HAYDEN/FOX/CHANAUD (entsprechend der Originaldarstellung):

- Erzeugung des Hinterkantenlärms durch ein System von Dipolquellen, angeordnet stromab von der Kante, Dipolachse senkrecht zur Plattenebene
- Dipole charakterisieren die hydrodynamische Wechselwirkung zwischen der Kante und der zuströmenden Turbulenz, einschließlich aller zusätzlichen Effekte wie Wirbelabfließen und Scherschichtinstabilitäten
- Durchgang eines turbulenten Wirbels über die Hinterkante führt zu einem Ungleichgewicht der Kraftwirkungen auf den Wirbel, und zwar fallen die Spannungen, die durch die Platte ausgeübt werden, plötzlich auf Null ab, so dass das Fluid des Wirbels in die Normalenrichtung zur Platte unter dem Einfluss von lokalen Kräften beschleunigt wird
- Stärke dieser Kraft (je Volumen)

$$D = \left( \frac{\rho_0 V^2}{2\delta} \right) \left( \frac{\tilde{p}}{q_0} \right)$$

mit:  $\delta$  Korrelationsmaßstab des Wirbels  
 $\tilde{p}$  Effektivwert des Schwankungsdruckes  
 $q_0$  mittlerer dynamischer Druck

- Integration von  $D$  über das Fluidgebiet liefert die Kraft, die auf das Fluid durch das Plattenende ausgeübt wird
- Anordnung eines Wirbels mit der angegebenen Dipolstärke im Nachlauf hinter der Platte (Abstand  $d$  von der Kante)
- Schalldruck im Fernfeld (mit Verwendung der Greenschen Funktion für die Halbebene, nach FLOWCS WILLIAMS / HALL), Proportionalität:

$$\langle p^2 \rangle \propto \left( \frac{\delta^6 |D|^2 \omega}{2\pi R^2 dc} \right) \sin \alpha \sin^2(\theta/2)$$

- Summation über alle Wirbel entlang einer Linie parallel zur Platte und senkrecht zur Kante, des weiteren in Spannweitenrichtung über die fluidbenetzte Länge  $L$ , das heißt, den o. g. Ausdruck mit einem Faktor von der Größenordnung  $(VdL/\omega\delta^3)$  multiplizieren
- Ergebnis für den mittleren quadratischen Gesamtschalldruck, Proportionalität

$$\langle p^2 \rangle \propto \frac{\rho_0^2 V^4 M_v}{8\pi} \left( \frac{L\delta}{R^2} \right) \left( \frac{\tilde{p}}{q_0} \right)^2 \sin \alpha \sin^2(\theta/2)$$

- in vollständiger Übereinstimmung mit dem Ergebnis von FLOWCS WILLIAMS / HALL (für die halbunendliche Platte)

### Theorie von CASPER und FARASSAT

Fflowcs Williams-Hawkings-Gleichung für die Dipolquelle (loading noise), Zusammenhang zwischen dem abgestrahlten Schalldruck und den Oberflächendruckschwankungen (sog. „Formulierung 1B“):

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \int_{f>0} \left[ \frac{\left( \frac{\partial p}{\partial \tau} - V \frac{\partial p}{\partial s} \right) \cos \theta}{c_0 r (1 - M_r)} \right]_{ret} dS + \int_{f>0} \left[ \frac{p \cos \theta}{r^2 (1 - M_r)} \right]_{ret} dS - \int_{f=0} \left[ \frac{M_v p \cos \theta}{r (1 - M_r)} \right]_{ret} d\ell$$

mit:  $\partial p / \partial s$  Druckgradient in Richtung von  $\vec{V}$   
 $p(\vec{y}, \tau)$  Druckschwankungen auf der Oberfläche  
 $p'(\vec{x}, t)$  Schalldruck am Aufpunkt  $(x_1, x_2, x_3)$  zur Zeit  $t$

Das 1. und 3. Integral sind Fernfeldterme, das 2. Integral ist ein Nahfeldterm. Die drei Integrale sind proportional zu  $1/r$ ,  $1/r^2$ ,  $M/r$ . Mit der Voraussetzung einer kleinen Mach-Zahl ( $M \ll 1$ ) und einem Aufpunkt im akustischen Fernfeld muss deshalb nur das 1. Integral berücksichtigt werden.

### Rechnung für den Tragflügel mit breitbandiger Druckverteilung auf der Oberfläche:

Gesamtes Druckschwankungsfeld auf der Oberfläche folgt durch Summation aller Fourierkomponenten ( $k_1$  wird durch  $k_c$  ersetzt):

$$\Delta P(x_1, x_2, t) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{P}(k_c, k_2) g(x_1, k_c, k_2) e^{-j[k_c(x_1 - U_c t) + k_2 x_2]} dk_c dk_2$$

mit:  $\tilde{P}(k_1, k_2)$  Amplitude des Wanddruckverlaufes, wird aus der Leistungsspektraldichte bzw. der Korrelationsfunktion des Oberflächendruckfeldes berechnet  
 $k_1, k_2$  Wellenzahlen in Sehnenrichtung bzw. in Spannweitenrichtung  
 $U_c = 0,8U$  Konvektionsgeschwindigkeit

Prinzipiell wird der Realteil dieses Druckverlaufes in die o. g. Gleichung für den Fernfeldschalldruck eingeführt.

### Einige halbempirische Modelle für die turbulenten Wanddruckschwankungen:

Beziehungen für das Wellenzahl-Frequenzspektrum der Wanddruckschwankungen:

#### CORCOS model:

$$\Phi_p(k_x, k_z, \omega) = P_t(\omega) \frac{\beta_x \beta_z / \pi^2}{\left[ (k_x U_c / \omega - 1)^2 + \beta_x^2 \right] \left[ (k_z U_c / \omega)^2 + \beta_z^2 \right]}$$



**FFOWCS WILLIAMS model:**

$$\Phi_p(k_x, k_z, \omega) = P_t(\omega) \left[ (k_x^2 + k_z^2)^{1/2} U_c \omega \right]^2 \frac{\beta_x \beta_z / \pi^2}{\left[ (k_x U_c / \omega - 1)^2 + \beta_x^2 \right] \left[ (k_z U_c / \omega)^2 + \beta_z^2 \right]}$$

**CHASE model:**

$$\Phi_p(k_x, k_z, \omega) = \rho^2 v_*^3 \left[ c_M k_x^2 K_M^{-5} + c_T (k_x^2 + k_z^2) K_T^{-5} \right],$$

$$K_i^2 = (\omega - U_c k_x)^2 / (h_i v_*)^2 + (k_x^2 + k_z^2) + (b_i \delta)^{-2}, \quad i=M, T,$$

**CHASE-HOWE model:**

$$\frac{\Phi(\omega) U_e}{\tau_w^2 \delta^*} = \frac{2(\omega \delta^* / U_e)^2}{\left[ (\omega \delta^* / U_e)^2 + 0.0144 \right]^{3/2}}$$

mit:  $\Phi(\omega)$  Leistungsspektraldichte der Wanddruckschwankungen

**SMOL'YAKOY- TKACHENKO model:**

$$\Phi_p(k_x, k_z, \omega) = 0.025 P_t(\omega) A(\omega) h(\omega) (U_c / \omega)^2 \left[ F(k_x, k_z, \omega) - \Delta F(k_x, k_z, \omega) \right]$$

$$A(\omega) = 0.124 \left[ 1 - 0.2 / \omega^* + (0.2 / \omega^*)^2 \right]^{1/2}, \quad \omega^* = \omega \delta^* / U$$

$$F(k_x, k_z, \omega) = \left[ A^2 + (1 - U_c k_x / \omega)^2 + 0.024 (U_c k_z / \omega)^2 \right]^{3/2}$$

$$\Delta F(k_x, k_z, \omega) = 0.995 \left[ A^2 + 1 + (1.005 / m_1) \left[ (m_1 - U_c k_x / \omega)^2 + (U_c k_z / \omega)^2 - m_1^2 \right] \right]^{-3/2}$$

$$m_1 = (A^2 + 1) / (1.025 + A^2)$$

$$h(\omega) = \left[ 1 - 0.153 A (A^2 + 1) / ((1.025 + A^2)(0.02 + A^2))^{1/2} \right]^{-1}$$

In diesen Modellen gilt:

Frequenzspektrum des turbulenten Druckes  $P_t(\omega)$ :

$$P_t(\omega) = \frac{(\rho v_*^2)^2}{U / \delta_*} \frac{(\omega \delta_* / U)^2}{\left[ (\omega \delta_* / U)^2 + \alpha_p^2 \right]^{3/2}} \quad \alpha_p = 0.12$$

Neues Modell nach M. GOODY (AIAA 2004):

$$\frac{\Phi(\omega) U_e}{\tau_w^2 \delta} = \frac{3.0 (\omega \delta / U_e)^2}{\left[ (\omega \delta / U_e)^{0.75} + 0.5 \right]^{3.7} + \left[ (1.1 R_T^{-0.57}) (\omega \delta / U_e) \right]^7}$$

$$\text{mit: } R_T = \frac{(\delta / U_e)}{(v / u_\tau^2)} = \left( \frac{u_\tau}{U_e} \right) \left( \frac{u_\tau \delta}{v} \right) = \sqrt{C_f / 2} \left( \frac{u_\tau \delta}{v} \right)$$

Zusammenhang zwischen  $R_T$  und der Re-Zahl: 
$$R_T = 0.11 \left( \frac{U_e \theta}{\nu} \right)^{3/4}$$

Die mit Hilfe dieses Modells vorhergesagten Wanddruckspektren stimmen mit experimentellen Daten gut überein.

### **Literatur:**

[28] KÖLTZSCH, P.: Flow Acoustics. In: MECHEL, F. P. (Herausgeber): Formulas of Acoustics. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York etc., 2002. Chapter N, pp. 846 – 929

[29] KÖLTZSCH, P.: Bemerkungen über Schall und Pseudoschall. Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Magdeburg, 17 (1973) 5, S. 567 - 573

[30] CASPER, J. AND F. FARASSAT: Broadband trailing edge noise prediction in the time domain. Journal of Sound and Vibration 271 (2004), pp. 159 – 176

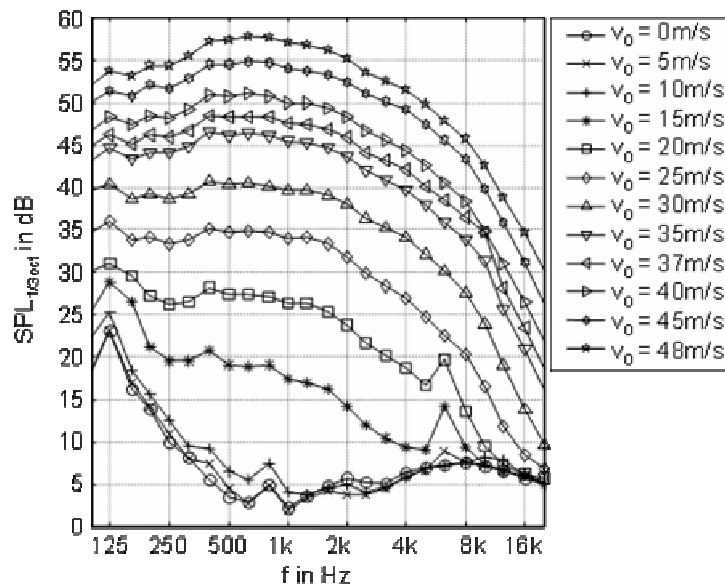
## **II.1.4. Messtechnische Untersuchungen, Validierungen**

### **Voruntersuchungen, Anpassung der Messtechnik:**

Um die spätere Messung an den auf den Arbeitstreffen AKUSIM festgelegten Referenzstrukturen zu ermöglichen, mussten die notwendigen Messbedingungen geschaffen werden. Dazu waren Weiterentwicklungen bzw. Veränderungen an der Messstrecke (dem aeroakustischen Windkanal), am bestehenden Hitzdrahtmesssystem und an der Mikrofonarraymesstechnik notwendig. Außerdem mussten Wanddruckmesstechnik und Korrelationsmesstechnik neu aufgebaut werden.

### **Windkanal:**

Der Windkanal war ursprünglich nur für Windgeschwindigkeiten bis 30 m/s ausgelegt [31]. Um die im Rahmen von AKUSIM notwendigen Windgeschwindigkeiten zu erreichen, war der Einbau eines neuen Antriebssystems erforderlich. Vor der vollständigen Wiederinbetriebnahme des Windkanals mussten diverse zusätzliche Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung am Motor- und Lüftergehäuse durchgeführt werden, um auch mit dem leistungsstärkeren Motor ein akzeptables, niedriges Hintergrundgeräusch zu realisieren (Abb. 26). Aufgrund der durchgeführten Maßnahmen konnte das Hintergrundgeräusch der leeren Messstrecke im Vergleich zum Betriebsfall mit dem alten Motor [32] sogar noch gesenkt werden.



**Abbildung 26:** Hintergrundgeräusch der Freistrahlmessstrecke: mittlerer Schalldruckpegel im Messraum bei leerer Messstrecke, Terzspektren, gemessen nach DIN 3741

#### Hitzdrahtmesstechnik:

Im Rahmen des Projektes wurde das bestehende Messsystem modifiziert. Es wurden zusätzliche bzw. neue Halterungen für die Hitzdrähte angefertigt und die vorhandene Sondenausrüstung um zusätzliche Modelle erweitert.

#### Messtechnik/-verfahren zur Lokalisierung und Charakterisierung von Schallquellen:

Am Institut für Akustik und Sprachkommunikation wurden etwa seit dem Jahre 2000 umfangreiche Untersuchungen zu Schalllokalisationsmethoden durchgeführt. Es existierten verschiedene Arraygeometrien und Softwarelösungen im Experimentierstadium.

Im Rahmen des AKUSIM-Projektes wurde in Zusammenarbeit mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden weiter am Ausbau der Technologie „Mikrofonarray mit Beamforming“ gearbeitet.

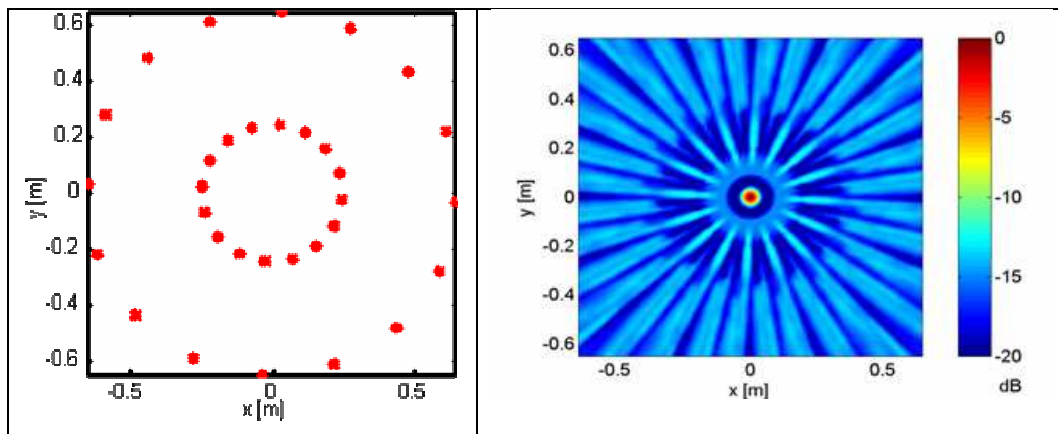
Zunächst wurden Mikrofonarraygeometrien und Möglichkeiten zu deren Optimierung untersucht. Ein Ergebnis dieser Optimierungen war die in Abb. 27 dargestellte 2-Kreis-Mikrofonanordnung, mit der die Messungen an den Referenzstrukturen durchgeführt wurden. Zusätzlich wurden folgende Signalverarbeitungsalgorithmen untersucht:

Nahfeld-Beamforming : Berücksichtigung der Kugelwellenausbreitung bei geringen Abständen Quelle – Empfänger

Frequenzbandmittelung: Mittelung der Pegelwerte in Frequenzbändern zur Reduktion von Nebenkeulenfragmenten

Erweiterte Korrelationsmethode: Eliminierung der Autoleistungsdichtespektren in der Kreuzspektralmatrix, damit werden unkorrelierte Störgeräuschquellen unterdrückt

Eigenwertmethode: Trennung der verschiedenen unabhängigen Schallentstehungsmechanismen



**Abbildung 27:** 2-Kreis-Mikrofongeometrie, links: Mikrofonverteilung (32 Mikrofone), rechts: Arraypattern (relativer Schalldruckpegel in dB,  $f_{m,okt}=8000\text{Hz}$ , Abstand Array-Quelle=1m)

Des Weiteren wurde die Kopplung von Hohlspiegeln mit Mikrofonarrays untersucht. Durch diese Kopplung wird die Richtcharakteristik des Spiegels jedem einzelnen Mikrofon aufgeprägt. Damit werden mit dieser Art von Messsystem sehr schnelle Messungen (Echtzeit) möglich. Außerdem wurden gewisse Vorteile in der räumlichen Auflösung bei tiefen und mittleren Frequenzen gegenüber einem Mikrofonarray mit Beamforming erwartet.

In ersten Untersuchungen mit einer Mikrofonzeile konnte die prinzipielle Anwendbarkeit dieser Messmethode bestätigt werden. In der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit gelangte das Messsystem aber nicht mehr bis zur vollständigen Einsatzfähigkeit.

#### **Wanddruck- und Korrelationsmesstechnik:**

Zur Inbetriebnahme der Wanddruck- und Korrelationsmesstechnik waren vor allem umfangreiche Voruntersuchungen zu preiswerten und zuverlässigen Sensoren notwendig. Dazu wurden verschiedene Miniaturmikrofonkapseltypen erst akustisch kalibriert und anschließend in einem Laminarprofil bei Überströmung vermessen.

Es erfolgte eine Selektion der Kapseln nach Linearität des akustischen Frequenzgangs und auch nach der Stabilität dieses Frequenzgangs bei längerer Überströmung. Nur die Kapseln, welche von vornherein einen ausgeglichenen Frequenzgang zeigten, von dem es auch nach längerer Überströmung keine Abweichungen gab, wurden in die Referenzstruktur eingebaut. Es wurden Elektretmikrofonkapseln der Typen Knowles MSZ6030-1

und Panasonic WM61-A verwendet, welche die oben genannten Kriterien erfüllten. Zusätzlich zu diesen Voruntersuchungen wurde der Aufbau der Anschlusstechnik (Verkabelung, Vorverstärker etc.) durchgeführt.

#### **Vermessung der Referenzstruktur „Strebe“ (Halbzylinder mit Heckdreikant):**

Als typische Fahrzeugstruktur wurde die Referenzstruktur „Strebe“ gewählt, siehe Abschnitt I.3., die aus einem Halbzylinder mit angesetztem Heckdreikant bestand. Zur Untersuchung verschiedener Umströmungsfälle wurde die Länge des Heckdreikants variiert.

Zur Validierung der Simulationsergebnisse der numerischen Verfahren erfolgte für diese Referenzstruktur an der TU Dresden die vollständige Vermessung von drei Testfällen mit den unterschiedlichen Heckdreikantlängen  $l/d=2,5$ ;  $l/d=4$  und  $l/d=5$ . Die Länge  $l$  ist hier normiert auf den Durchmesser des Halbzylinders, welcher  $d = 20\text{mm}$  betrug.

Es ergaben sich für die drei  $l/d$ -Varianten jeweils unterschiedliche Strömungsschwingungsformen und damit auch unterschiedliche spektrale Verläufe der Messgrößen. Die durch die Simulationen ermittelten spektralen Verläufe konnten messtechnisch nicht in jedem Falle exakt nachgewiesen werden, aber tendenziell war eine Übereinstimmung erkennbar.

Zusätzlich zu den durch die Simulationen vorhergesagten spektralen Maxima traten nicht erwartete spektrale Anteile in den Messergebnissen auf. Zu den physikalischen Ursachen dieser Effekte existieren Erklärungsansätze und Hypothesen.

### **Testfall $l/d=2,5$ :**

Für diesen Testfall liegen zahlreiche Messergebnisse und umfangreiche Untersuchungen zur Analyse und Interpretation der Messergebnisse vor. Die Vermessung des Testfalls erfolgte jeweils ohne und mit Aufbringen eines Trippstreifens. (Der Trippstreifen, ein aufgeklebter Streifen mit sehr rauer Oberfläche, bewirkt im strömungssensiblen Bereich der größten Strebendicke ein sofortiges Umschlagen in die turbulente Strömungsform.)

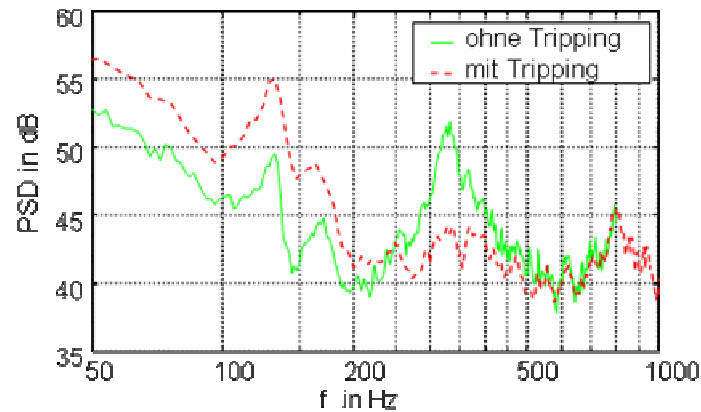
Der Testfall  $l/d=2,5$  besaß im Nachlauf durch seinen relativ kurzen Heckdreikant eine der Kármánschen Wirbelstraße ähnliche Schwingungsform. Für die gewählten Modelldimensionen lag das spektrale Maximum dieser Schwingungsform bei ca. 330Hz.

In den Spektren der Wanddruckschwankungen, des Fernfeldschalldrucks und der Korrelationsgrößen Kreuzleistungsdichtespektrum und Kohärenz tritt dieses spektrale Maximum bei der Messung ohne Tripping auf. In den Ergebnissen der Messungen mit Tripping erscheint hingegen ein anderes Maximum im Spektrum, und zwar bei einer Frequenz von 130Hz. Eine vollständige physikalische Erklärung für dieses spektrale Maximum und für eine möglicherweise damit verbundene hydrodynamische Schwingungsform existiert bisher nicht. Als Hypothese wird das Vorhandensein einer akustisch-hydrodynamischen Rückkopplung vermutet, wie sie z.B. durch ROSSITER [33] am Hohlraum nachgewiesen wurde. Überträgt man die Überlegungen von ROSSITER auf das Modell „Strebe“, so bedeutet das, dass sich ein Wirbel von der Abrisskante löst, mit einer bestimmten Konvektionsgeschwindigkeit zur Hinterkante wandert und dort eine akustische Druckstörung generiert. Diese breitet sich nun mit Schallgeschwindigkeit aus und triggert stromauf an der Abrisskante einen neuen Wirbel, wodurch sich der Vorgang fortwährend wiederholt. Eine solche Schwingungsform wurde durch die numerischen Simulationen allerdings nicht bzw. nur für deutlich abweichende Schwingfrequenzen vorhergesagt. Auch die durch analytische Berechnungen nach der Formel von ROSSITER berechneten Schwingfrequenzen stimmen nicht ohne weiteres mit der am Modell aufgetretenen überein. Allerdings bestehen dabei Unklarheiten über die Größe der anzusetzenden Wirbelkonvektionsgeschwindigkeit in der abgelösten Strömung am Heckdreikant sowie über gewisse Verzögerungszeiten der Wirbelablösung bei Anfachung durch einen akustischen Impuls. Zur Aufklärung dieser Schwingungsform bzw. ihres spektralen Maximums in den Messergebnissen sind weitere Überlegungen, gegebenenfalls auch Untersuchungen, notwendig.

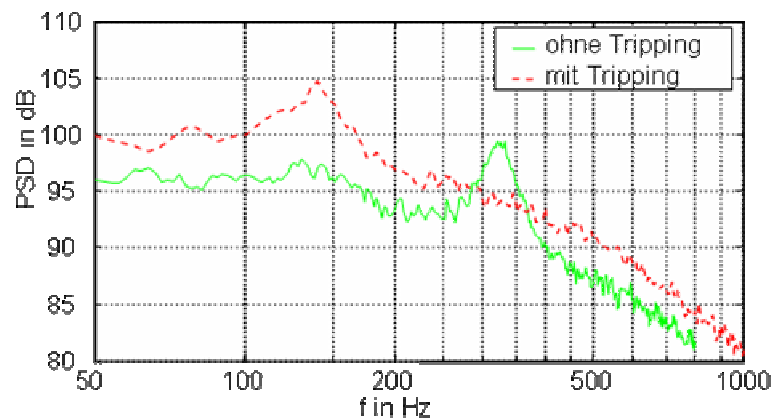
Die Spektren von Fernfeldschalldruck, Wanddruckschwankungen und Kohärenz als Korrelationsgröße zwischen Fernfeldschalldruck und Wanddruckschwankungen im Vergleich für die Messungen ohne und mit Tripping sind in den Abbildungen 28 bis 30 dar-

gestellt. Das Fernfeldmikrofon befand sich senkrecht zur Symmetrielinie der Strebe in 0,33m seitlichem Abstand zur Abrisskante. Der Wanddruckaufnehmer, dessen Spektrum hier dargestellt ist, befand sich in spannweiger Profilmitte und in der Mitte des Heckdreikants.

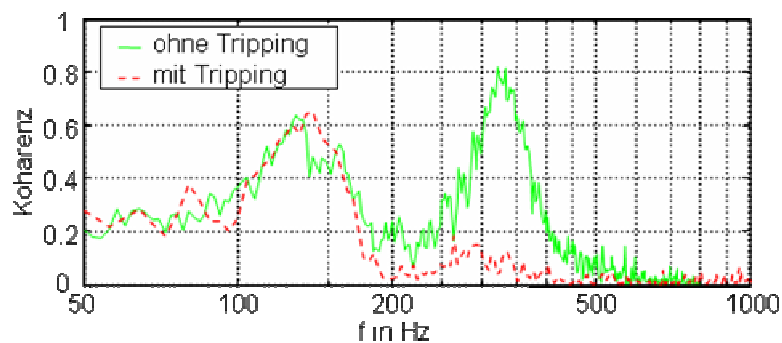
Der gute Kohärenzwert von 0,7 bzw. 0,8 unterstützt die Annahme einer Schallentstehung durch hydrodynamische Schwingungen, welche für die Messung mit bzw. ohne Tripping unterschiedlichen Charakter tragen.



**Abbildung 28:** Schalldruckspektrum in 0,33m Abstand zur Strebe mit  $l/d=2,5$ ; ohne und mit Tripping



**Abbildung 29:** Spektrum der Wanddruckschwankungen an Sensor S3, Strebe mit  $l/d=2,5$ ; ohne und mit Tripping (Normierungsdruck  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ )

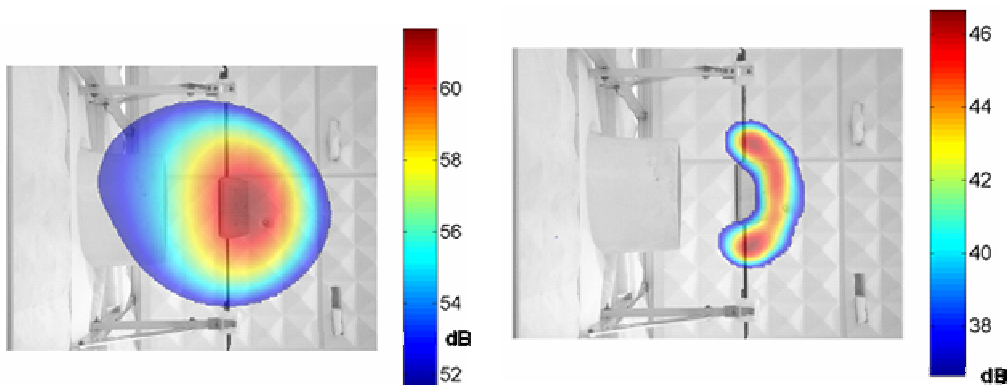


**Abbildung 30:** Kohärenz zwischen Schalldruck aus Abbildung 28 und Wanddruckschwankungen aus Abbildung 29

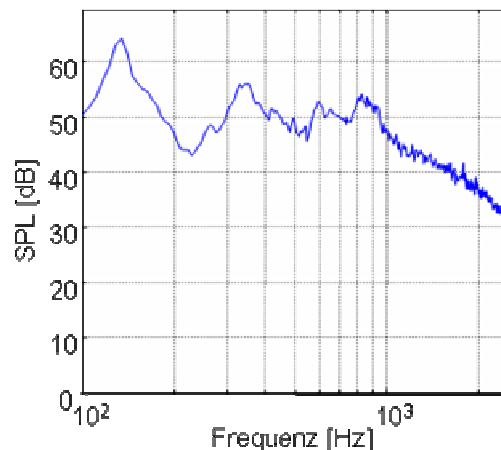
In den Abbildungen 31 und 32 sind Messergebnisse der Arraymessungen am Testfall  $l/d=2,5$  dargestellt. Eine Messung bei den eigentlichen Schwingfrequenzen war nicht möglich, da das Array bei diesen tiefen Frequenzen keine ausgeprägte Richtcharakteristik mehr aufweist.

In Abbildung 31 lassen sich aber zwei unterschiedliche Quellgebiete erkennen. Im linken Teil der Abbildung (Oktavband von 2kHz) dominiert das Quellgebiet an der Hinterkante der Strebe. Im Oktavband von 8kHz (rechte Seite der Abbildung) ist die Schallabstrahlung aus diesem Quellgebiet deutlich geringer, jetzt dominieren die Schallquellen an den Haltevorrichtungen, welche bei tieferen Frequenzen aufgrund der deutlich höheren Pegel des Hinterkantengeräuschs nicht identifiziert werden können.

Im Spektrum der Arraymessung (Abbildung 32) finden sich die zuvor in den Korrelationsuntersuchungen beschriebenen Schwingfrequenzen (130 Hz, 330 Hz) wieder. Zusätzlich ist hier noch ein weiteres spektrales Maximum bei 800Hz erkennbar, welches eindeutig den Kármánschen Wirbelstraßen an den Haltevorrichtungen zugeordnet werden kann.



**Abbildung 31:** Arraymessung an der Strebe mit  $l/d=2,5$ ; links:  $f_{m,okt}=2000\text{Hz}$ , rechts:  $f_{m,okt}=8000\text{Hz}$  (Schalldruckpegel in dB,  $v_0=34\text{m/s}$ , Abstand Array-Quelle= $0,8\text{m}$ )



**Abbildung 32:** Spektrum des Arrayausgangs für einen Punkt im Quellgebiet, Testfall Strebe mit  $l/d=2,5$  ( $v_0=34\text{m/s}$ , Abstand Array-Quelle= $0,8\text{m}$ )

### Testfall $l/d=4$ :

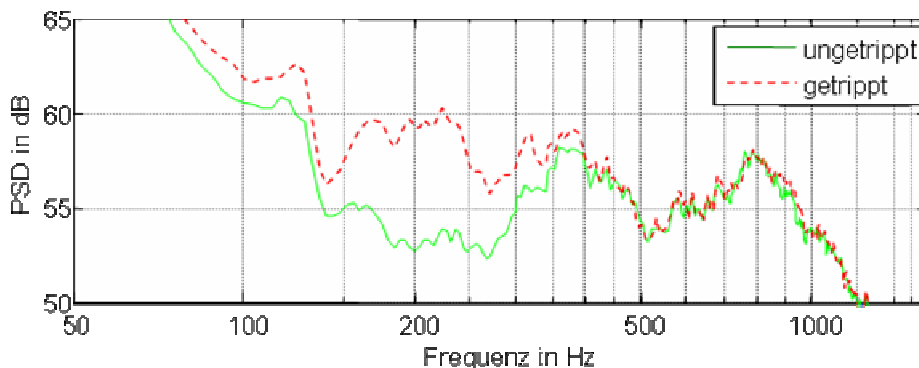
Zum Testfall  $l/d=4$  liegen umfangreiche Messergebnisse und dazu erste Ansätze zur Validierung vor. Die hier auftretenden Spektren (Abb. 33) unterscheiden sich deutlich von denen des Testfalles  $l/d=2,5$ . Die Spektren sind insgesamt breitbandiger. Es treten wieder zwei spektrale Maxima auf, allerdings befinden sich diese hier bei anderen Frequenzen und sind stärker gedämpft. Ein weiteres auffälliges Maximum bei 800Hz lässt sich den Haltestangen für die Strebe und der an ihnen auftretenden Kármánschen Wirbelstraße

zuordnen (s. a. Testfall  $l/d=2,5$ , Arrayergebnisse, Abb. 31).

Die durch die Strebe selbst verursachten, allerdings nur schwach ausgeprägten, spektralen Maxima treten bei ca. 380Hz (Messung ohne Tripping) und bei ca. 200Hz (Messung mit Tripping) auf. Dem spektralen Maximum bei 380Hz kann wieder die hydrodynamische Schwingungsform der Kármánschen Wirbelstraße zugeordnet werden. Die Abweichung von der Schwingfrequenz des Testfalles  $l/d=2,5$  ergibt sich durch den längeren Heckdreieck beim Testfall  $l/d=4$  und damit durch die deutliche Abweichung des Körpers von der Zylinderform.

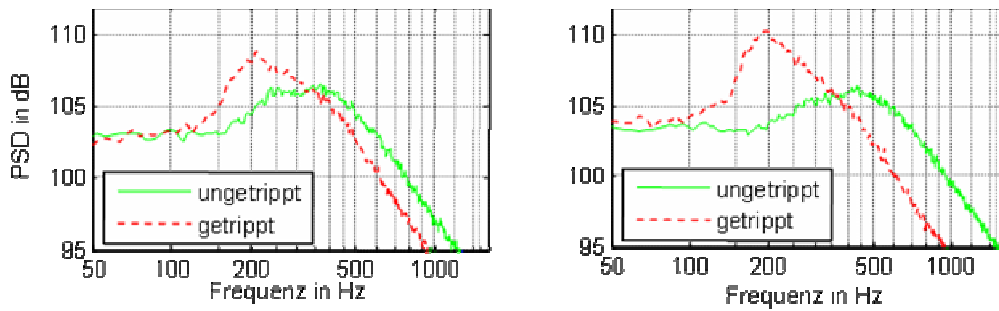
Das zweite spektrale Maximum lässt sich hier mit der Rossiter-Schwingung erklären. Die analytische Berechnung nach ROSSITER liefert eine theoretische Schwingfrequenz von 165 Hz, welche im Bereich des messtechnisch bestimmten breiten Maximums liegt.

Die Spektren von Fernfeldschalldruck und Wanddruckschwankungen im Vergleich für die Messungen ohne und mit Tripping sind in den Abbildungen 33 und 34 dargestellt. Das Fernfeldmikrofon befand sich senkrecht zur Symmetrielinie der Strebe in 0,33m seitlichem Abstand zur Abrisskante. Die Wanddruckaufnehmer, deren Spektren hier dargestellt sind, waren in spannweitiiger Profilmitte und in der Mitte des Heckdreiecks, jeweils auf Profilober- und -unterseite, angeordnet.



**Abbildung 33:** Leistungsdichtespektren des Fernfeldschalldrucks, mit und ohne Tripping, Testfall Strebe  $l/d=4$



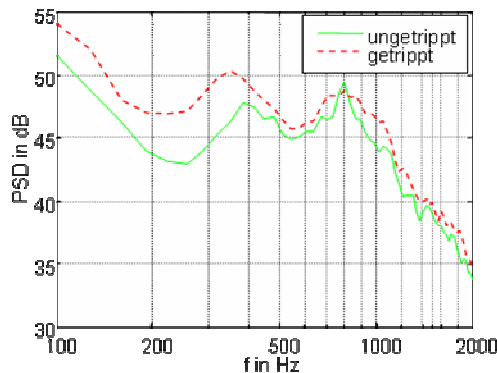


**Abbildung 34:** Leistungsdichtespektren der Wanddruckaufnahme auf Profilober- und Profilunterseite, mit und ohne Tripping, Testfall Strebe  $l/d=4$

### Testfall $l/d=5$ :

Dieser Testfall wurde vollständig vermessen, die Ergebnisse wurden ansatzweise interpretiert. Eine weiterführende Analyse der Daten und eine Validierung mit Rechenergebnissen waren allerdings aus Zeitgründen nicht mehr möglich.

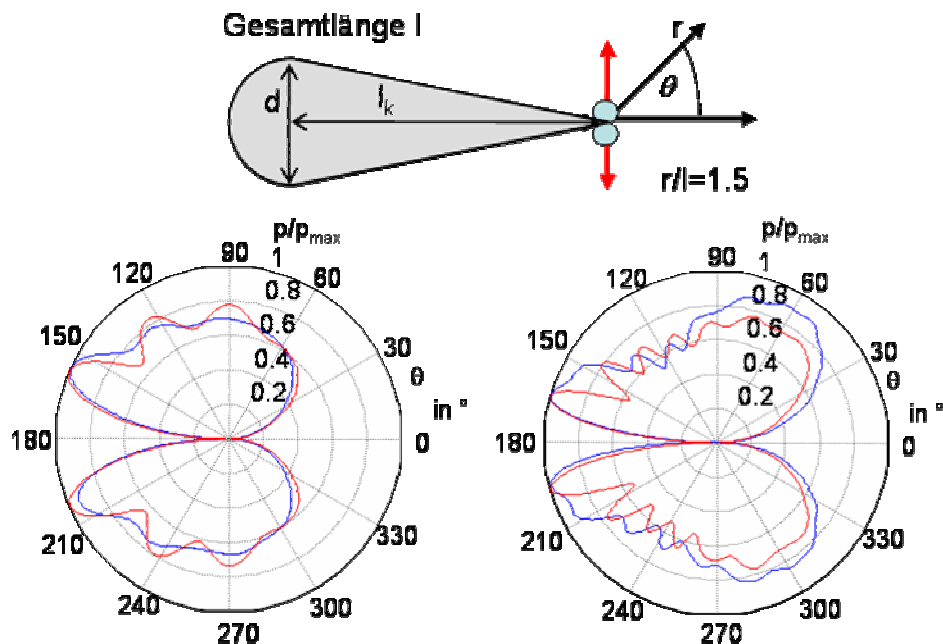
In den gemessenen Fernfeldspektren des Schalldrucks (Abb. 35) tritt bei diesem Testfall nur noch ein durch die Strebe hervorgerufenenes spektrales Maximum hervor, welches, wie schon bei Testfall  $l/d=4$ , stark bedämpft ist. Diese spektrale Überhöhung liegt im Bereich zwischen 300 Hz und 400 Hz und steht wahrscheinlich mit einer schwach ausgeprägten Kármánschen Wirbelstraße in Zusammenhang. Zusätzlich ist auch an diesem Testfall ein weiteres Maximum im Spektrum des Fernfeldschalldrucks erkennbar (ca. 800 Hz), welches sich wieder der Kármánschen Wirbelstraße an den Haltestangen der Strebe zuordnen lässt.



**Abbildung 35:** Fernfeldschalldruck, mit und ohne Tripping, Testfall Strebe  $l/d=5$

Zusätzlich zu den üblichen Messungen im Windkanal wurden an diesem Testfall auch Untersuchungen an einem nicht überströmten Modell zur Ermittlung der Charakteristik der Schallabstrahlung vorgenommen [34]. Dazu wurde an der Hinterkante der Strebe ein elektroakustischer Modellstrahler mit Dipolcharakteristik befestigt (siehe Abbildung 36 oben). Die so gemessene Richtcharakteristik ist in Abbildung 36 (unten) im Vergleich mit der unter gleichen Bedingungen bestimmten Richtcharakteristik einer dünnen, ebenen Platte dargestellt. Man erkennt sehr deutlich die Unterschiede, welche sich insbesondere bei hohen Frequenzen durch die ausgeprägte Profilform der Strebe ergeben. Die Dicke der Modellstruktur Strebe verändert gegenüber der Platte die Interferenzbil-

der, die sich durch die Vielfachstreuungen und -beugungen an der Vorder- und Hinterkante der Strebe ergeben.



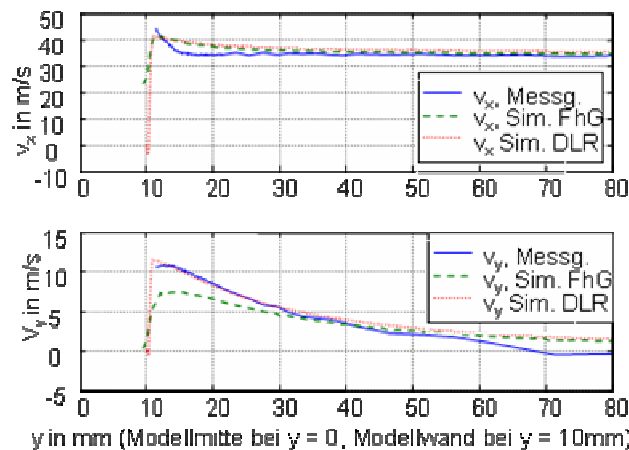
**Abbildung 36:** Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms der Strebe (blau) mit  $l/d=5$ , Messung im schalltoten Raum,  $kL = 10$  (links) und  $20$  (rechts), zum Vergleich: dünne, ebene Platte (rot)

### Validierung numerischer Simulationen mit den Messergebnissen der TU Dresden zur Referenzstruktur „Strebe“:

Am Testfall  $l/d=2,5$  wurden Untersuchungen zur Validierung der numerischen Simulationen durchgeführt, einerseits, weil dieses zuerst gefertigte Modell am längsten zur Verfügung stand, andererseits aber auch, weil dies der einzige Testfall war, welcher softwarebedingt beim Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen Dresden berechnet werden konnte. Einige Beispiele der Validierungen werden im Folgenden beschrieben.

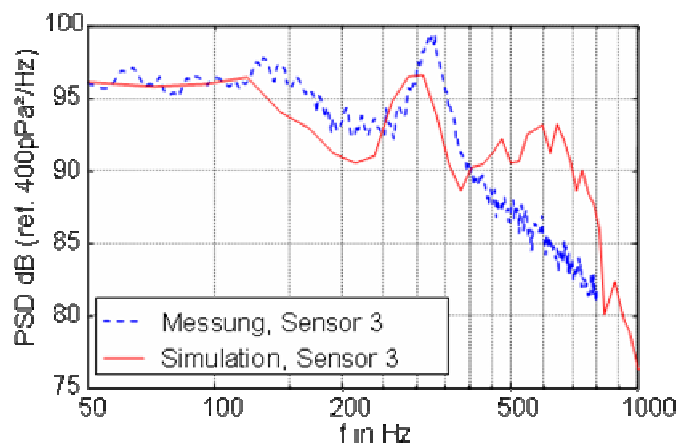
Für die Validierung von numerisch simulierten Geschwindigkeitsprofilen mit Hitzdrahtmessungen ist in Abb. 37 ein typisches Beispiel dargestellt. Es zeigt den Vergleich von gemessenen und berechneten Geschwindigkeitsprofilen der Komponenten in x- und y-Richtung ( $v_x$  und  $v_y$ ) an der Abrisskante der Strebe. Für diesen Vergleich ergeben sich befriedigende Übereinstimmungen.

Deutlich größere Unterschiede zeigen sich allerdings weiter stromab der Abrisskante (in der Grenzschicht) und vor allem im Nachlauf der Strebe. Einerseits können die geringen mittleren Geschwindigkeiten durch die Hitzdrahtmessungen nicht wiedergegeben werden. Andererseits wurde der Einfluss des seitlich begrenzten Strömungsgebiets im Windkanal in den Simulationen nicht berücksichtigt. Weitere sinnvolle Untersuchungen zur Verbesserung der Übereinstimmung sind eine Überprüfung und ggf. Verbesserung des Algorithmus zur Auswertung der Hitzdrahtsignale und eine vollständige dreidimensionale Simulation der Strebe im Freistrahle des Windkanals.



**Abbildung 37:** Geschwindigkeitsprofile in wandnormaler Richtung an der Abrisskante der Strebe, Geschwindigkeitskomponenten  $v_x$  und  $v_y$  im Vergleich zwischen Simulationen (DLR, FhI) und Messung (TU Dresden)

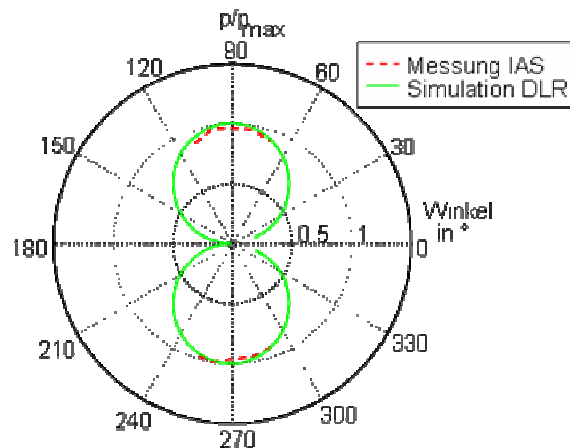
Die Validierung von Wanddruckspektren aus der Simulation des Fraunhofer-Instituts mit Messwerten brachte anfangs nur unbefriedigende Übereinstimmung, konnte aber während der Projektbearbeitung deutlich verbessert werden. Zum Projektabschluss ergab sich eine gute Übereinstimmung, wie in Abbildung 38 dargestellt, mit geringen Unterschieden in Frequenzlage und Pegel. Diese gute Übereinstimmung konnte durch eine verbesserte Modellierung der Viskosität in der numerischen Simulation erreicht werden. Eine sinnvolle Validierung von Wanddruckspektren des DLR mit Messwerten der TU Dresden war nicht möglich, da die Rechnungen beim DLR zweidimensional durchgeführt worden sind.



**Abbildung 38:** Leistungsdichtespektren der Wanddruckschwankungen: Messung (TU Dresden) und Simulation (FhI)

Der Vergleich einer gemessenen Richtcharakteristik mit einer beim DLR berechneten Richtcharakteristik in Abbildung 39 zeigt eine gute Übereinstimmung, allerdings können nur ausgewählte Winkelbereiche miteinander verglichen werden. Die Ursache hierfür liegt in der Durchführung der Messungen. Eine Bestimmung der Pegel im Freistrahlführt trotz Verwendung eines aerodynamischen Mikروفonvorsatzes (Nasenkonus) zu deutlich

störungsbehafteten Messergebnissen. Ursache hierfür ist die aerodynamische Geräuschenstehung und die Turbulenzgenerierung am Mikrofon selbst. Abhilfe bringen würde die vollständige aerodynamische Verkleidung von Mikrofon und Halterung [35], allerdings ist der Fertigungsaufwand für diese Verkleidungen außerordentlich hoch und war im Projektzeitraum nicht realisierbar.



**Abbildung 39:** Richtcharakteristik des Schalldruckpegels (normiert), Vergleich: Simulation (DLR) und Messung (TU Dresden), Radius für Mess-/Simulationskreis:  $r=0,33\text{m}$

Zum Testfall  $l/d=4$  wurden einige Validierungen durchgeführt, welche hinsichtlich der Validierungsgüte ähnliche Ergebnisse wie beim Testfall  $l/d=2,5$  lieferten.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die messtechnische Validierung von numerischen Simulationen beim derzeitigen Entwicklungsstand der Simulationstechnik unabdingbar ist. Allerdings ist auch die Messtechnik zur Validierung ein besonderes Arbeitsgebiet, in dem weitere Entwicklungen notwendig sind, um schnell, kostengünstig und zuverlässig die zur Validierung benötigten Daten zur Verfügung stellen zu können. Es hat sich auch gezeigt, dass die Validierungsexperimente genau mit den Bedingungen der numerischen Simulationen abzustimmen sind, d. h. dass die Definition von generischen Strukturen und generischen Strömungsfällen notwendig ist (Benchmarkfälle).

### Literatur:

- [31] HORN, F.: Auslegung eines aeroakustischen Windkanals. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Institut für Technische Akustik, 1995
- [32] SCHMIDT, L.: Akustische und aerodynamische Untersuchungen am neugebauten Aeroakustischen Windkanal des Institutes für Technische Akustik. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Institut für Technische Akustik, 1997
- [33] ROSSITER, J. E.: Wind-Tunnel Experiments on the Flow over Rectangular Cavities at Subsonic and Transonic Speeds. A. R. C., R. & M. No 3438, London, 1966
- [34] KÖLTZSCH, P.; BAUER, M.; WITING, A.; ZEIBIG, A. KETTLITZ, M. W.: Elektroakustische Multipolmodellierungen in der Strömungsakustik am Beispiel des Hinterkantenlärms. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- [35] MUELLER, T.-J (Ed.): Aeroacoustic Measurements. 1. Auflage, Berlin/Heidelberg. Springer-Verlag, 2002

## II.2. Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse

Entsprechend der Zielstellung des Verbundprojektes "Akustische Simulationsverfahren" und damit des Arbeitspaketes 1310 "Strömungsgeräusch - Wanddruckschwankungen" wurden im Ergebnis der Projektbearbeitung aeroakustische Berechnungswerkzeuge entwickelt, erprobt und bereitgestellt, die in einer ersten Variante für den akustisch optimalen Entwurf von leisen Fahrzeugstrukturen zum Einsatz kommen können. Es ist aber unverkennbar, dass bei diesem Projekt zum Teil strömungsbedingte physikalische Schallerzeugungsmechanismen aufgedeckt worden sind, die einer grundlegenden Behandlung unterzogen werden müssen, was im Rahmen dieses Projektes nur teilweise möglich war. Infolge des beschrittenen Neulandes ist es wissenschaftlich begründbar, dass mit den entwickelten und validierten Berechnungswerkzeugen auf einem bestimmten, fortgeschrittenen Stand wissenschaftlicher Erkenntnis gleichzeitig eine Fülle neuer Probleme aufgedeckt wurde, deren zukünftige, schrittweise Lösung zu einer weiteren Verbesserung der Berechnungsverfahren führen wird.

### Im Detail:

Mit dem SNGR-CAA-Verfahren wurden erste aussagekräftige, numerisch berechnete Ergebnisse zur Schallerzeugung an einer vorwärtsgeneigten Stufe erarbeitet. Damit wurde dieses aeroakustische Berechnungsverfahren in einigen Punkten entscheidend weiterentwickelt, insbesondere im Bereich der Störschallvermeidung; andererseits wurden damit wichtige Erkenntnisse zum Verständnis der Schallerzeugung an dieser typischen Fahrzeugstruktur "Stufe" erarbeitet. Ein Ergebnis dieses Projektteiles (und in Auswertung früherer Erfahrungen mit dem SNGR-Modell) ist auch die Tatsache, dass offensichtlich das SNGR-CAA-Verfahren prinzipiell das Potential in sich trägt, ein wichtiges Berechnungswerkzeug für die Strömungsschallerzeugung zu werden. Diese Erkenntnis war zu Beginn des Projektes nicht gegeben; der Nutzen dieses Projektteiles ist eben auch genau durch diese hoffnungsvollen Aussichten für das SNGR-CAA-Verfahren gegeben.

Im Verlauf des Projektes konnte weiterhin gezeigt werden, dass strömungsakustische Probleme bei kleiner MACH-Zahl erfolgreich mit dem Lattice-Boltzmann-Verfahren bearbeitet werden können. Da das Lattice-Boltzmann-Verfahren bereits heute bei Automobilherstellern für aerodynamische Untersuchungen eingesetzt und im Bereich der Akustik untersucht wird, ist davon auszugehen, dass die Ergebnisse des Projektes zu einem verstärkten Einsatz des Verfahrens im Bereich Akustik-Entwicklung führen werden, was die Möglichkeiten des Entwurfs lärmarmen Fahrzeugstrukturen und lärmarmen Verkehrsmittel insgesamt erheblich verbessert.

Ein wichtiges Problem bei der numerischen Simulation von Umströmungsgeräuschen und bei den unbedingt notwendigen Validierungen dieser Simulationen sind einheitliche Referenzstrukturen (so genannte Benchmarkprobleme), an denen ein Vergleich zwischen verschiedenen rechnerischen Simulationsverfahren untereinander und der Vergleich zur Messung möglich wird. Die im Rahmen des AKUSIM-Projektes definierten Referenzstrukturen stellen typische Beispiele allgemeiner Umströmungslärmquellen an Fahrzeugen dar. Sie repräsentieren einerseits generische Strukturen in Bezug auf die Komponenten von Fahrzeugen und andererseits generische Strömungsfälle in Bezug

auf die Schallerzeugung und Schallabstrahlung bei ihrer Umströmung. Diese zuerst nur im AKUSIM-Projekt verwendeten Referenzstrukturen (Strebe, Stufe, Hohlraum) finden mittlerweile auch Anwendung in Simulationen und Messungen bei anderen Forschungsprojekten und an anderen Forschungsinstitutionen (z. B. Universität Erlangen). Damit besteht die Aussicht, dass mit einigen der im AKUSIM-Projekt definierten generischen Strukturen und Strömungsfälle neue Benchmarkfälle für die aeroakustischen Simulation von Fahrzeugstrukturen geschaffen worden sind.

Bei der Entwicklung der im AKUSIM-Projekt erforderlichen Versuchsanlagen und der notwendigen Messtechnik konnten erhebliche Verbesserungen gegenüber dem vorangegangenen Stand erreicht werden. Das betrifft insbesondere die Auslegung, die Erprobung und den Einsatz von aeroakustischen Windkanälen (mittlerweile sind in den letzten drei Jahren an der Universität Erlangen, bei der Bosch GmbH und an der BTU Cottbus aeroakustische Windkanäle nach dem Dresdner Vorbild gebaut worden, bei denen die Erfahrungen des Windkanals der TU Dresden, auch aus dem AKUSIM-Projekt, eingeflossen sind), des weiteren die Mikrofonarraytechnik zur Schallquellenortung an umströmten Strukturen (gemeinsam entwickelt mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden) sowie einige Erkenntnisse im praktischen Bereich der Wanddruckmesstechnik, der Korrelationsmesstechnik und der Messung von akustischen Richtcharakteristiken. Das Messverfahren zur Ermittlung der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung im reflexionsarmen Raum, bei dem mit kleinen elektroakustischen Schallstrahlern die strömungsbedingten Schallerzeugungsmechanismen modelliert werden, ist bisher aus der Fachliteratur nicht bekannt. Es wurde im Rahmen eines Vorgängerprojektes zu AKUSIM in den Anfängen entwickelt, im AKUSIM-Projekt aber entscheidend weiter ausgestaltet und für die Fahrzeugstruktur "Strebe" praktiziert. Das Verfahren kann für die aeroakustische Optimierung von Fahrzeugen umfassend als Modellverfahren genutzt werden.

Die Validierung der Simulationsergebnisse mit den Messwerten konnte in den hier durchgeführten Untersuchungen nur in begrenztem Rahmen erreicht werden. Da die Simulationsrechenprozesse sehr langwierig sind und der betreffende Messfall genau den Parametern und Randbedingungen der numerischen Simulationen entsprechen muss, ist in der Praxis die schrittweise Optimierung von Parametern bzw. eine vollständige Simulation mit verbesserten Modellen sehr zeitaufwändig. Aber die durch die Validierungen im Projekt erzielten umfangreichen Erfahrungen und die zur Verfügung gestellten zahlreichen Messergebnisse können für weitere aeroakustische Validierungen genutzt werden.

### **II.3. Während der Durchführung des Projektes bekannt gewordene Fortschritte auf dem Gebiet des Projektes bei anderen Stellen**

Am DLR Braunschweig, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, wird ein neuartiges synthetisches turbulentes Geschwindigkeitsfeld getestet, welches auch mit einer nichtuniformen Geschwindigkeit konvektiert werden kann. Ein derartiges Feld ist Voraussetzung für die geplante zweite Phase der akustischen Simulationen an der vorwärtsgeneigten Stufe (Quellgebiet direkt an der Stufe bei Verwendung der APE).

Bezüglich der aeroakustischen Nutzung des LBM-Verfahrens sind dem betreffenden AKUSIM-Bearbeiter Fortschritte an anderen Stellen mit den hier benutzten Methoden nicht bekannt.

An der Universität Erlangen, Lehrstuhl für Sensorik, wurden wichtige Messergebnisse zum Strömungsfeld und zur Schallabstrahlung der bei AKUSIM definierten Referenzstrukturen im Rahmen eines anderen Projektes erzielt. Diese konnten im begrenzten Umfang auch für die Validierung im Rahmen des AKUSIM-Projektes verwendet werden.

## **II.4. Veröffentlichungen**

### **erfolgte Publikationen:**

- BAUER, M.: Berechnung des Umströmungsgeräusches vorwärtsgeneigter Stufen mit Hilfe eines synthetischen turbulenten Geschwindigkeitsfeldes. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- WILDE, A.: Strömungsakustische Simulationen mit dem Lattice-Boltzmann-Verfahren. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- ACHILLES, S; ZEIBIG, A; WILDE, A: Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- KÖLTZSCH, P.; BAUER, M.; WITING, A.; ZEIBIG, A. KETTLITZ, M. W.: Elektroakustische Multipolmodellierungen in der Strömungsakustik am Beispiel des Hinterkantenlärms. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD

### **eingereichte Publikationen :**

- WILDE, A.: Calculation of sound generation and radiation from instationary flows. ICMMS 2004, zur Veröffentlichung akzeptiert in Computers & Fluids
- ZEIBIG, A, ACHILLES, S, WILDE, A., SABANCA, M., DELFS, J.: Aeroacoustic measurements and validations of numerical simulations for the case of a generic vehicle structure. Proceedings of the 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal (Vortrag eingereicht)
- ZEIBIG, A, SCHULZE, C., SARRADJ, E.: Microphone array measurements for aeroacoustic applications. Proceedings of the 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal (Vortrag eingereicht)

### **angestrebte Publikationen:**

- WILDE, A., SABANCA, M., DELFS, J., ZEIBIG; A., ACHILLES., S. et al.: Numerical and Experimental Investigation of Sound Propagation for Self Excited Oscillations. Int. J. Aeroacoustics (geplant)

- BAUER, M. et al.: Veröffentlichung in akustischer Fachzeitschrift, sobald Störschallvermeidung genauer untersucht wurde und noch einige ergänzende CAA-Rechnungen an der Stufe durchgeführt wurden, gemeinsame Veröffentlichung mit Projektpartnern (Sabanca, Wilde)
- BAUER, M.: Beitrag zum PIANO-Handbuch zur Beschreibung der neu hinzugekommenen Unterprogramme (z.B. zur Störschallvermeidung); sobald Untersuchungen zu Störschallvermeidung beendet wurden und die gewählte Variante endgültig und robust implementiert worden ist

**Publikationen mit Inhalten, die beim AKUSIM-Projekt genutzt worden sind:**

- SCHULZE, C., SARRADJ, E., ZEIBIG, A.: Characteristics of microphone arrays. Proceedings of Internoise 2004, August 22<sup>nd</sup> – 25<sup>th</sup>, Prague, Czech Republic
- SCHULZE, C., SARRADJ, E., ZEIBIG, A.: Unterschiedliche Mikrofonanordnungen bei praktischen Arraymessungen. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- SARRADJ, E.; SCHULZE, C.; ZEIBIG, A.: Einsatz eines Mikrofonarrays zur Trennung von Quellmechanismen. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- ZEIBIG, A; LIPPMANN, M; RICHTER, D: Akustisches Hohlspiegelmesssystem mit Mehrmikrofonanordnung. Vortrag zur DAGA 2005, 31. Deutsche Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD
- KÖLTZSCH, P.; WITING, A.; KETTLITZ, M. W.; BAUER, M.; ZEIBIG, A.: Von der Dipolacht zur Kardioide – die Modellierung der frequenzabhängigen Schallabstrahlung des Hinterkantenlärms. Vortrag zur Jahrestagung des DGLR Fachausschusses "Strömungsakustik/Fluglärm", 4. Februar 2005, DLR Braunschweig
- KÖLTZSCH, P.; BAUER, M.; WITING, A.; ZEIBIG, A.; KETTLITZ, M. W.: Beitrag zur Modellierung von Strömungsschallquellen mit akustischen Elementarstrahlern. Vortrag, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Dresden, September 2004, Kongressband + CD

**Qualifizierungsarbeiten (z. T. direkt im Rahmen des AKUSIM-Projektes, z. T. mit Inhalten, die für AKUSIM genutzt werden konnten):**

- ACHILLES, S.: Aeroakustische Untersuchungen an umströmten Fahrzeugmodellstrukturen. Diplomarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004
- WINDISCH, T.: Untersuchung einer hydrodynamischen Instabilität am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur. Studienarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004
- SCHULZE, C.: Anwendung eines Mikrofonarrays zur Ortung von Schallquellen. Diplomarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004



- EGGERT, U.: Neuvermessung des aeroakustischen Windkanals. Studienarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2003
- LIPPMANN, M.: Untersuchungen von Hohlspiegeln mit Mehrmikrofonanordnungen. Studienarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004
- ZEIBIG, A.: Aeroakustische Messungen zur Validierung numerischer Simulationen. Geplantes Dissertationsvorhaben. TU Cottbus, Institut für Verkehrstechnik
- BAUER, M.: Problemkreis: Simulation von Umströmungsgeräuschen mit Hilfe von synthetischer Turbulenz. Geplantes Dissertationsvorhaben. TU Braunschweig

### III. Erfolgskontrollbericht (inkl. Verwertungsplan) zum Arbeitspaket 1310 "Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen"

#### III.1. Wissenschaftlich-technische Ergebnisse, Nebenergebnisse, Erfahrungen

Im Verbundprojekt "Akustische Simulationsverfahren", Arbeitspaket 1310 "Strömungsgeräusch - Wanddruckschwankungen", wurden aeroakustische Berechnungswerkzeuge entwickelt, erprobt, validiert und bereitgestellt, die in einer ersten Variante für den akustisch optimalen Entwurf von leisen Fahrzeugstrukturen zum Einsatz kommen können. Es ist aber festzustellen, dass mit den entwickelten und validierten Berechnungswerkzeugen auf einem – gegenüber der Ausgangssituation – fortgeschritteneren Stand wissenschaftlicher Erkenntnis gleichzeitig eine Fülle neuer Probleme aufgedeckt wurde, deren zukünftige, schrittweise Lösung zu einer weiteren Verbesserung der Berechnungsverfahren führen wird.

Das **SNGR-CAA-Verfahren** ist offensichtlich zur aeroakustischen Auslegung einer Fahrzeugstruktur gut geeignet. Das Verfahren konnte im AKUSIM-Projekt entscheidend im Hinblick auf eine bessere Störschallvermeidung weiterentwickelt werden. Für eine zuverlässigere Schallprognose sind aber weitere Arbeiten nötig. Es wurden erste aussagekräftige Ergebnisse zur Schallerzeugung an der Referenzstruktur "Stufe" (vorwärts geneigte Stufe) damit berechnet. Der Einfluss der Krümmung der Stufenkante auf die strömungsbedingte Schallerzeugung konnte hinsichtlich der Wanddruckschwankungen und des Fernfeldschalldrucks erstmals berechnet werden. Exakte Validierungen dazu stehen allerdings noch aus.

Bei der Anwendung des **Lattice-Boltzmann-Verfahrens** wurden Simulationsrechnungen zu den Wanddruckschwankungen bei einigen Testproblemen durchgeführt und ausgewertet. Es zeigte sich, dass Lattice-Boltzmann-Simulationen prinzipiell brauchbare Wanddruckfelder liefern.

Im Mittelpunkt der LBM-Bearbeitung standen theoretische Untersuchungen zur Anwendbarkeit und Leistungsfähigkeit des Lattice-Boltzmann-Verfahrens für strömungsakustische Simulationen. Im Ergebnis dieser Arbeiten wurde festgestellt,

- dass das Lattice-Boltzmann-Verfahren die Ausbreitung von Schallwellen, inklusive der Konvektions-(Doppler)Effekte innerhalb seines Gültigkeitsbereiches korrekt beschreibt,
- dass die numerischen Fehler vergleichbar mit anderen Verfahren 2. Ordnung sind, wobei die im Vergleich zu herkömmlichen Navier-Stokes-Lösern geringe Dissipation von Schallwellen als besonderes Merkmal herauszuheben ist.

Damit steht fest, dass das Lattice-Boltzmann-Verfahren zur Simulation strömungsakustischer Probleme geeignet ist.

Mit dem LBM-Verfahren wurden Simulationen von Testproblemen der ausgewählten Referenzstrukturen durchgeführt:

- Referenzstruktur "Hohlraum" (Schlitz mit Hohlraum): Die 3d-Simulation dieses Testfalles mit dem kommerziellen Programm PowerFLOW ergab eine sehr gute Übereinstimmung mit in der Literatur vorhandenen Windkanalexperimenten. Die 2d-Simulationen mit einem selbst implementierten Code zeigten ebenfalls gute Ergebnisse.
- Referenzstruktur "Strebe" (Halbzylinder mit Heckdreikant): Die 3d-Simulation dieses Testfalles mit dem kommerziellen Programm PowerFLOW ergab eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des in diesem Projekt durchgeführten Windkanalexperimentes.
- Referenzstruktur "Stufe" (vorwärts geneigte Stufe): Aus Kapazitätsgründen konnten zu diesem Testfall nur 2d-Simulationen durchgeführt werden, die qualitativ ähnliche Resultate wie die Rechnungen am DLR erbrachten.

Zum Programmpunkt **Wanddruckschwankungen** wurden einerseits mit den numerischen Verfahren (SNGR-CAA bzw. LBM) Wanddruckfelder bei den Referenzstrukturen berechnet, andererseits wurden im Windkanal Messungen mit Wanddruckaufnehmern durchgeführt. Die Vergleiche zwischen den Simulationsergebnissen und den Messwerten sind im ausführlichen Ergebnisteil beschrieben.

Der Problembereich des prinzipiellen Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernfeldschalldruck bei überströmten bzw. umströmten Strukturen wurde in einem umfassenden Recherchebericht wissenschaftlich aufgearbeitet, dabei wurde der gegenwärtige Erkenntnisstand einer kritischen Wertung unterzogen. Das Fazit ist, dass es einerseits zahlreiche Theorien gibt, die das Fernschallfeld aus den Wanddruckschwankungen als akustische Quelle zu berechnen gestatten, dass es dafür auch durch Messungen validierte Beispiele gibt, dass aber andererseits immer wieder grundsätzliche Zweifel an der Existenz eines eindeutigen Zusammenhanges zwischen den Wanddruckfeldern und dem Fernfeldschalldruck geäußert und begründet werden. Es fehlt bisher eine vollständige Theorie über den Zusammenhang zwischen erstens dem Strömungsfeld um eine umströmte Struktur, zweitens den durch dieses Strömungsfeld auf die Struktur aufgeprägten Wanddruckschwankungen und die im Nachlauf gegebenen Druckschwankungen sowie drittens der ins Fernfeld abgestrahlten Schallenergie. Als starke Motivation für ein solches Verfahren gilt die Tatsache, dass seit jeher umfang-

reiches Messmaterial und halbempirisches Material über die Wanddruckschwankungen bei umströmten bzw. überströmten Strukturen vorliegt und dass mithilfe der modernen numerischen Verfahren der CFD und der CAA diese Wanddruckfelder auch in allen Details berechnet werden können. Der Bericht [11] leistet einen Beitrag auf dem Weg zur Klärung dieses prinzipiellen aeroakustischen Problems.

Im Rahmen des **messtechnischen Teils des Projektes AKUSIM** wurde am Windkanal des Instituts für Akustik und Sprachkommunikation die Referenzstruktur „Strebe“ (Halbzylinder mit Heckdreikant) mit verschiedenen Heckdreikantlängen ( $l/d=2,5$ ;  $l/d=4$  und  $l/d=5$ ) vermessen. Dabei konnte eine Abhängigkeit der hydrodynamischen Schwingungsformen und damit auch der spektralen Zusammensetzung des Umströmungsgeräusches von der Länge des Nachlaufdreikants festgestellt werden. Die Hauptschwingungsform wird wie erwartet durch die Kármánsche Wirbelstraße gebildet, als zweite dominante Schwingungsform tritt mit großer Wahrscheinlichkeit eine akustisch-hydrodynamische Rückkopplung nach einem von ROSSITER bereits beschriebenen Mechanismus auf.

Die Kármánsche Wirbelstraße ist bei allen drei Heckdreikantlängen zu beobachten, der Rossiter-Mechanismus nur für  $l/d=2,5$  und  $l/d=4$ . Insgesamt zeigen die Spektren durch die Verlängerung der Nachlaufdreikante (von  $l/d=2,5$  über  $l/d=4$  bis  $l/d=5$ ) weniger deutlich ausgeprägte spektrale Maxima.

Die Untersuchungen im Projekt AKUSIM haben gezeigt, dass die Validierung numerischer Simulationen unverzichtbar ist, insbesondere auch beim gegenwärtigen Stand der numerischen Berechnungsverfahren. Bei den Validierungen an der Strebe traten anfangs noch deutliche Unterschiede zwischen Simulation und Messung auf, welche im Fortschritt des Projekts sukzessive reduziert werden konnten. Unterschiede bestehen allerdings immer noch. Das heißt, dass in der Simulation noch Verfeinerungen im Gesamtmodell und in den Randbedingungen als auch in Detaillösungen (z. B. Turbulenzmodellierung) notwendig sind.

Auch die Messtechnik muss weiter an die Aufgaben zur Validierung von numerischen Simulationen angepasst werden. Sowohl Verbesserungen im Auswertalgorithmus der Hitzdrahtmesstechnik als auch Weiterentwicklungen der Korrelationsmesstechnik und der Messtechniken zur Schallquellenortung sind notwendig.

### Nebenergebnisse und Erfahrungen, Besonderheiten der Bearbeitung

- Die im Antrag ursprünglich nicht geplanten Aufträge an Dritte erwiesen sich als besonders wertvolle Bereicherung des Projektes, und zwar die Aufträge an das Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen FhI IS Dresden und an die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden. Die jeweils beteiligten Wissenschaftler dieser beiden Einrichtungen, Dipl.-Phys. A. Wilde bzw. Dr. E. Sarradj, sind ehemalige Mitarbeiter der TU Dresden und konnten auf diese Weise ihre reichhaltigen Erfahrungen mit den Problemen des Strömungsschalls und des Körperschalls nutzbringend in das Projekt AKUSIM einbringen.
- Für die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, eine Ausgründung aus dem Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden, bedeuteten die zwei Aufträge "an Dritte" eine außerordentliche Stärkung und Förderung der Ausgründung. Andererseits war die Nutzung des fachlichen Potentials dieser ausgegründeten Insti-

tution ein großer Gewinn für das Gelingen des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“. Eines der Hauptarbeitsgebiete der Gesellschaft für Akustikforschung ist die Schallquellenortung, insbesondere mit Mikrofonarrays und Beamforming. Im Rahmen einer von der TU Dresden und der Gesellschaft für Akustikforschung gemeinsam betreuten Diplomarbeit konnten wichtige Erfahrungen in der Entwicklung von Mikroarrays gesammelt werden, welche zur Entwicklung des Produkts „Acousti-Cam“ durch die Firma Akustikforschung führte. Mit diesem Messsystem wurden erfolgreich Messungen am AKUSIM-Modell „Strebe“ durchgeführt.

- Für das Arbeitspaket 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ und für das Arbeitspaket 1340 „Körperschall – Energieflussmethode“ wurden wissenschaftliche Mitarbeiter eingestellt, die Absolventen unseres Instituts sind. Sie haben in ihren Diplomarbeiten bzw. in vorangegangenen DFG-Projekten numerische bzw. experimentelle Vorhaben der technischen Akustik behandelt, so dass sie mit relativ kurzen Einarbeitungszeiten mit hoher Fachkompetenz bis zum Abschluss (30.4.2005) des Projektes „Akustische Simulationsverfahren“ mitarbeiten konnten.
- Herr Dipl.-Ing. M. Bauer, der die numerischen Untersuchungen mit dem SNGR-CAA-Verfahren im Arbeitspaket 1310 durchführte, wurde zum 1. Februar 2004 in Form eines Gastaufenthaltes an das Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Braunschweig delegiert. In der Arbeitsgruppe von Prof. Dr. J. Delfs konnte Herr Bauer im wissenschaftlichen Umfeld des DLR das SNGR-CAA-Verfahren besser als an der TU Dresden praktizieren und das wissenschaftskritische Potential der Arbeitsgruppe von Prof. Delfs in ausgezeichneter Weise für das AKUSIM-Projekt nutzen. Als Ergebnis dieses AKUSIM-Gastaufenthaltes wird Herr Bauer anschließend als Doktorand am DLR-Institut in Braunschweig an einer vertiefenden wissenschaftlichen Untersuchung zum SNGR-CAA-Modell arbeiten.
- Auf Grund des Kooperationsvertrages zwischen den am Verbundprojekt AKUSIM beteiligten Institutionen (TU Dresden, DLR Braunschweig, EADS München) und den vier detaillierten Arbeitspaketen mit zahlreichen, daran mitarbeitenden Wissenschaftlern wurden in der Projektlaufzeit insgesamt 5 Arbeitstreffen durchgeführt. Diese Arbeitstreffen waren jeweils durch die fachlichen Vorträge der Bearbeiter, durch die Übersichten zum Stand der Bearbeitung in den einzelnen Arbeitspaketen durch die Teilprojektverantwortlichen (Balkenpläne, Meilensteine, Zwischentermine) sowie z. T. kritische Diskussionen zur Auswahl der Fahrzeugstrukturen und der rechnerischen/numerischen/experimentellen Verfahren gekennzeichnet.
- Ein wichtiges Problem bei der numerischen Simulation von Umströmungsgeräuschen und bei den unbedingt notwendigen Validierungen dieser Simulationen sind einheitliche Referenzstrukturen (so genannte Benchmarkprobleme), an denen ein Vergleich zwischen verschiedenen rechnerischen Simulationsverfahren untereinander und der Vergleich zur Messung möglich wird. Die im Rahmen des AKUSIM-Projektes definierten Referenzstrukturen (siehe Abschnitt I.3.) stellen typische Beispiele allgemeiner Umströmungslärmquellen an Fahrzeugen dar. Sie repräsentieren einerseits generische Strukturen in Bezug auf die Komponenten von Fahrzeugen und andererseits generische Strömungsfälle in Bezug auf die Schallerzeugung und Schallabstrahlung bei ihrer Umströmung. Diese zuerst nur im AKUSIM-Projekt verwendeten Referenzstrukturen (Strebe, Stufe, Hohlraum) finden mittlerweile auch Anwendung in Simulationen und Messungen bei anderen Forschungsprojekten und an anderen Forschungsinstitutionen (z. B. Universität Erlangen). Damit besteht die

Aussicht, dass mit einigen der im AKUSIM-Projekt definierten generischen Strukturen und Strömungsfälle neue Benchmarkfälle für die aeroakustischen Simulation von Fahrzeugstrukturen geschaffen worden sind.

- Bei der Entwicklung der im AKUSIM-Projekt erforderlichen Versuchsanlagen und der notwendigen Messtechnik konnten erhebliche Verbesserungen gegenüber dem vorangegangenen Stand erreicht werden. Das betrifft insbesondere die Auslegung, die Erprobung und den Einsatz von aeroakustischen Windkanälen (zwischenzeitlich sind in den letzten drei Jahren an der Universität Erlangen, bei der Robert Bosch GmbH und an der BTU Cottbus aeroakustische Windkanäle nach dem Dresdner Vorbild gebaut worden, bei denen die Erfahrungen des Windkanals der TU Dresden, auch aus dem AKUSIM-Projekt, eingeflossen sind), des Weiteren die Mikrofonarraytechnik zur Schallquellenortung an umströmten Strukturen (gemeinsam entwickelt mit der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden) sowie einige Erkenntnisse im praktischen Bereich der Wanddruckmesstechnik, der Korrelationsmesstechnik und der Messung von akustischen Richtcharakteristiken.
- Das Messverfahren zur Ermittlung der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung im reflexionsarmen Raum, bei dem mit kleinen elektroakustischen Schallstrahlern die strömungsbedingten Schallerzeugungsmechanismen modelliert werden, ist bisher aus der Fachliteratur nicht bekannt. Es wurde im Rahmen eines Vorgängerprojektes zu AKUSIM in den Anfängen entwickelt, im AKUSIM-Projekt aber entscheidend weiter ausgestaltet und für die Referenzstruktur "Strebe" (Halbzylinder mit Heckdreieck) praktiziert. Das Verfahren kann für die aeroakustische Optimierung von Fahrzeugen umfassend als Modellverfahren genutzt werden.
- Eine wichtige Erfahrung auf dem Gebiet der Mikrofonarraymesstechnik war die Notwendigkeit der Anpassung von Arraygeometrie und Signalverarbeitungsmechanismen an die jeweilige Messaufgabe. Dadurch kam es zu einer Entwicklung von optimierten Mikrofonarraygeometrien und verbesserten Signalverarbeitungsmechanismen zur (Unterdrückung unkorrelierter Störgeräusche, Trennung von Quellmechanismen). Die prinzipielle Verwendbarkeit eines Hohlspiegels mit Mehrmikrofonanordnung zur Ortung von Schallquellen konnte an einem einfachen Messaufbau nachgewiesen werden.
- Eine wichtige Erkenntnis aus dem Arbeitsbereich der Wanddruckmesstechnik war die prinzipielle Möglichkeit zur Verwendung preiswerter Elektretkapseln zur Messungen von hydrodynamischen Wanddruckschwankungen. Es wurden Möglichkeiten zur Selektion der Mikrofonkapseln bezüglich des essentiellen Druckausgleichs zwischen Membranvorder- und Membranrückseite untersucht, geeignete Wandler konnten bestimmt und eingebaut werden.

Für eine detaillierte Darstellung der Ergebnisse sei auf die Ausführungen unter II.1. dieses Berichtes bzw. auf die unter II.4. genannten Veröffentlichungen verwiesen (siehe auch die Anlagen zu diesem Bericht).

### **III.2. Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen**

keine

### III.3. Wirtschaftliche Erfolgsaussichten

Im Folgenden werden die Erfolgsaussichten und die Verwertungsmöglichkeiten der Ergebnisse des AKUSIM-Projektes – in Fortschreibung der Angaben im Projektantrag aus dem Jahre 2001 – dargestellt.

Das SNGR-CAA-Verfahren kann bei entsprechender Weiterentwicklung für industrielle aeroakustische Optimierungen eingesetzt werden. Mögliche Anwender dafür sind Firmen, bei denen die kostengünstige, rechentechnische akustische Optimierung von umströmten Fahrzeugkomponenten (bei beliebigen Machzahlen bzw. Reynoldszahlen) eine Rolle spielt, z. B. Hersteller von PKW, Schienenfahrzeugen, Flugzeugen bzw. deren Zulieferbetriebe in Deutschland. Die dafür notwendige Umsetzungsstrategie besteht zunächst in der weiteren Verbesserung des Verfahrens, in der möglichst anwenderfreundlichen und robusten Integration in den CAA-Code PIANO des DLR, dazu die Ausarbeitung und Aufnahme entsprechender Beiträge zum PIANO-Handbuch zur genauen Dokumentation der Verfahrens-Algorithmen.

Im Verlauf des Projektes konnte des Weiteren gezeigt werden, dass strömungsakustische Probleme bei kleiner MACH-Zahl auch erfolgreich mit dem Lattice-Boltzmann-Verfahren bearbeitet werden können. Da das Lattice-Boltzmann-Verfahren bereits heute bei Automobilherstellern für aerodynamische Untersuchungen eingesetzt und im Bereich der Akustik untersucht wird, ist davon auszugehen, dass die Ergebnisse des Projektes zu einem verstärkten Einsatz des Verfahrens im Bereich Akustik-Entwicklung führen werden, was die Möglichkeiten des Entwurfs lärmarmen Fahrzeuge erheblich verbessern würde.

Die Untersuchungen zu Schallquellenlokalisationsmethoden wurden gemeinsam mit der Firma Gesellschaft für Akustikforschung Dresden, ausgeführt. Die Erfahrungen aus dieser Zusammenarbeit wurden durch diese Firma zur Entwicklung eines Produkts, des Messsystems „AcoustiCam“, genutzt. Die Gesellschaft für Akustikforschung Dresden ist eine Ausgründung aus dem Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden. Die Zusammenarbeit im Rahmen des AKUSIM-Projektes war für die Startphase dieser ausgegründeten Firma von großer Bedeutung; durch die wechselseitige fachliche Kooperation zwischen den Mitarbeitern dieser Firma und den wissenschaftlichen Mitarbeitern des AKUSIM-Projektes im Institut sind insbesondere im messtechnischen Bereich des AKUSIM-Projektes die Arbeiten fortlaufend befruchtet worden. Es ist geplant, durch die Mitarbeit eines ehemaligen Bearbeiters des AKUSIM-Projektes den Leistungsumfang der Firma Akustikforschung auch in Richtung aeroakustischer Messungen und aeroakustischer Validierungen zu erweitern und diese als Beratungs- und Forschungsdienstleistungen anzubieten.

Ein wichtiger Erfolg der messtechnischen Untersuchungen im Rahmen des AKUSIM-Projektes am Institut für Akustik und Sprachkommunikation liegt in der Anwendung preiswerter Mikrofontechnik zur Messung von Wanddruckschwankungen. Die Messtechnik wurde erfolgreich erprobt und es bietet sich an, auch in zukünftigen Untersuchungen solche preiswerten Mikrofone einzusetzen. Da auch die Wandlertechnik im Bereich der verwendeten Miniaturmikrofonkapseln permanent weiterentwickelt wird, ist zu erwarten, dass derzeit noch bestehende Einschränkungen hinsichtlich der (ungeprüften)

Anwendbarkeit dieser Kapseln (schlechter Druckausgleich zwischen Membranvorder- und Rückseite) zukünftig entfallen werden.

Damit wird es in wesentlich stärkerem Umfang als derzeit möglich sein, die Wanddruckfelder bei der Umströmung von Körpern messtechnisch aufzulösen. Sensorarrays und weitergehende Formen der Korrelationsuntersuchungen werden durch Einsatz dieser preiswerten Mikrofonkapseln auch in der Wanddruckmesstechnik erst möglich werden. Auch eine Kartierung des Wanddruckfeldes wäre damit möglich.

Die entwickelte Methode der elektroakustischen Realisierung aeroakustischer Multipole und deren Einsatz als Modellquellen für die Ermittlung der akustischen Richtcharakteristik im schallreflexionsarmen Raum führte zu Diskussionen und Anfragen, ob für komplexe Strömungsschallquellen im Bereich niedriger Mach-Zahlen (geringer Strömungsgeschwindigkeiten) dieses Verfahren eingesetzt werden kann. Konkret würde eine solche Anwendung darin bestehen, dass für Krafffahrzeuge, Hochgeschwindigkeitszüge, Flugzeuge und andere Verkehrsmittel einzelne Strömungsschallerzeugungsmechanismen mit elektroakustischen Multipolen nachgebildet und an Modellstrukturen (z. B. 1:5, 1:10 verkleinert) im schallreflexionsarmen Raum die Richtcharakteristiken der Schallabstrahlung gemessen werden.

#### **III.4. Wissenschaftliche, technische Erfolgssaussichten**

Bei den im AKUSIM-Projekt geleisteten Arbeiten handelt es sich um die Entwicklung von Methoden und Werkzeugen für den Entwurf von lärmarmen Fahrzeugen. Da die Arbeitsergebnisse des Projektes in der Industrie an einschlägigen Stellen bekannt gemacht wurden (Vorträge, Tagungen, Publikationen), ist zu erwarten, dass die verbesserten und validierten Methoden zu lärmarmen Produkten führen werden und dadurch die Wettbewerbsfähigkeit der Produkte verbessert wird. Quantitative Aussagen zu einzelnen Produkten lassen sich jedoch wegen des Charakters der Projektarbeiten zum gegenwärtigen Zeitpunkt nicht machen.

Eine gleichartige Aussage kann zu den Messverfahren des AKUSIM-Projektes gemacht werden.

Eine weiterführende Zusammenarbeit zum Zweck der Nutzung der erarbeiteten Erkenntnisse ist mit folgenden Institutionen gegeben:

- Gesellschaft für Akustikforschung Dresden: aeroakustische Messtechnik
- Fraunhofer-Institut für Integrierte Schaltungen Dresden: LBM-Verfahren
- DLR, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik: SNGR-CAA-Verfahren
- Universität Erlangen-Nürnberg, BTU Cottbus: aeroakustischer Windkanal, aeroakustische Messtechnik
- Verschiedene Universitäten und Firmen, wie Universität/GH Siegen, FH Karlsruhe, Bosch AG, Audi

#### **III.5. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Anschlussfähigkeit**

Im Bereich des SNGR-CAA-Verfahrens müssen die Störschall-Untersuchungen fortgeführt und abgeschlossen werden, d. h. der nächste innovatorische Schritt besteht in der Auswahl des geeignetsten Ansatzes zur Störschallvermeidung. In der Folge dessen ist

auf die sog. Phase 2 (siehe Ergebnisteil) überzugehen: Wirbelquelle direkt an der Stufe, Verwendung der APE, d.h. es ist ein neuartiges synthetisches turbulentes Geschwindigkeitsfeld zu verwenden, welches auch nichtuniform konvektiert werden kann. Ein weiterer notwendiger Schritt besteht in dem (sehr viel rechenintensiveren) Weg einer 3D-Rechnung. Alle diese weiterführenden Verfahrensschritte müssen durch geeignete, den numerischen Rechnungen angepasste Messungen validiert werden. Prinzipiell werden Arbeiten zum SNGR-CAA-Verfahren durch den Bearbeiter im AKUSIM-Projekt (Dipl.-Ing. M. Bauer) in Form eines Promotionsvorhabens fortgesetzt (Doktorandenstelle am DLR-Institut in Braunschweig).

Die Fortsetzung des LBM-Projektes am FhI Dresden ist z. Zt. nicht geplant. Der geplante Entwicklungsschritt wurde erfolgreich abgeschlossen. In Zukunft müssen jedoch weitere Arbeiten unternommen werden, um das Lattice-Boltzmann-Verfahren für strömungsakustische Simulationen nutzbar zu machen, z. B.:

- Untersuchung des Einflusses von Turbulenzmodellen auf Schallausbreitungsvorgänge
- Untersuchung des Einflusses von Gitterverzerrungen/-verfeinerungen auf Schallausbreitungsvorgänge
- Entwicklung von Randbedingungen, die für strömungsakustische Simulationen geeignet sind

Nachdem die prinzipielle Eignung des Verfahrens gezeigt werden konnte, bestehen damit ideale Voraussetzungen, um diese weitergehenden Fragen zu untersuchen.

Eine Fortführung der messtechnischen Untersuchungen aus dem AKUSIM-Projekt wäre nicht nur wünschenswert, sondern notwendig. Die zum Projektabschluss erreichte Übereinstimmung bei der Validierung ist insgesamt noch nicht zufrieden stellend und kann damit nur als Zwischenergebnis eingestuft werden. Erforderlich ist einerseits eine Verfeinerung der der Simulation zugrunde liegenden physikalischen Modelle als auch eine genauere Modellierung der realen Situation im Windkanal durch die Simulation. Auch die Messverfahren und die Messtechnik müssen weiter entwickelt werden, um eine bessere Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Messungen und den Ergebnissen der numerischen Simulationen zu erreichen.

Verbesserungspotential wird vorrangig gesehen bei der Wanddruckmesstechnik (Überprüfung von Mikrofonkapseln hinsichtlich des Druckausgleichs), bei den Auswertelgorithmen der Hitzdrahtmesstechnik sowie bei der Messtechnik zur Schallquellenortung (Weiterentwicklung der Hohlspiegelmesstechnik, Erprobung und Anwendung von Algorithmen, welche auch bei tiefen Frequenzen noch räumlich gut aufgelöste Messergebnisse liefern).

### **III.6. Arbeiten, die zu keiner Lösung geführt haben**

Beim SNGR-CAA-Verfahren hat aufgrund des enormen Bedarfes an Rechenzeit und der zusätzlichen Schwierigkeiten, wenn sich das Quellgebiet in der Nähe eines Körpers befindet, die aufwändige Untersuchung und Implementierung der exakten Kompensationsquellen für die Bewegungsgleichungen nicht direkt zur Lösung des Störschall-Problems geführt. Allerdings haben sich diese Untersuchungen als sehr nützlich zum Verständnis der grundlegenden Störschall-Entstehungsmechanismen in den LEE und den APE er-



wiesen und zu mehreren Ansätzen zur Lösung dieses Störschallproblems geführt. Damit ist gegenüber dem bisherigen Wissensstand ein entscheidender Fortschritt erreicht worden.

Für den Problembereich der Wanddruckschwankungsfelder und deren Zusammenhang mit dem Fernschallfeld ist das ursprüngliche Ziel eines direkten, durchgängigen, numerischen Berechnungsverfahrens nicht erreicht worden. Die Ursachen dafür sind, dass, wie oben bereits dargestellt, einerseits eine zusammenfassende theoretische Beschreibung für dieses Problem noch fehlt (was im Rahmen der Literaturrecherche erkannt worden ist), andererseits die kompetente Bearbeitungskapazität für die Entwicklung einer hybriden Methode mit numerischen Teilschritten im Strömungs- und im Schallfeld nicht zur Verfügung stand und drittens ursprünglich auch die vage Möglichkeit gesehen wurde, auf der Grundlage einer groben theoretischen Behandlung des Problems und Einbau von halbempirischen Beschreibungen der Wanddruckfelder eine praktisch akzeptable Lösung erreichen zu können. Wegen des zeitlich begrenzten Einsatzes des ukrainischen Gastwissenschaftlers Dr. A. Borisyuk hat sich diese Verfahrenschance allerdings nicht realisieren lassen.

Im Rahmen der Untersuchungen zur Schallquellenortung wurde ein Hohlspiegelmesssystem mit Mehrmikrofonanordnung aufgebaut und erprobt. Beim Aufbau dieses Messsystems standen folgende Ziele im Vordergrund:

- Ortung von Schallquellen auch bei tiefen und mittleren Frequenzen, bei denen Mikrofonarrays mit Beamforming keine Ergebnisse oder nur Ergebnisse mit unzureichender räumlicher Auflösung liefern.
- Einfache Handhabung und Echtzeitfähigkeit durch geringeren Aufwand bei der angewendeten Signalverarbeitung.

Es wurden verschiedene Spiegelformen in einer Simulation verglichen und eine für den geplanten Anwendungsfall angepasste Spiegelform ausgewählt. Dazu wurde ein Messsystem mit 8 Mikrofonen aufgebaut. Da die Bearbeitung dieser Aufgabe zusätzlich zur Bearbeitung der eigentlichen Mess- und Validierungsaufgaben des AKUSIM-Projektes erfolgte, stand nur ein begrenzter Zeitrahmen zur Verfügung und das Messsystem konnte während der Laufzeit des Projekts nicht mehr zur vollständigen Einsatzfähigkeit gebracht werden.

Die in den Voruntersuchungen erzielten Messergebnisse sind vielversprechend, die prinzipielle Anwendbarkeit der Methode zur einfachen Schallfeldkartierung konnte nachgewiesen werden. Weitergehende, umfangreiche Untersuchungen mit diesem Messsystem sind damit angeraten.

### **III.7. Präsentationsmöglichkeiten für mögliche Nutzer**

Die Ergebnisse der Projektarbeiten wurden bzw. werden auf verschiedenen nationalen und internationalen Tagungen vorgestellt, auf denen auch potentielle Anwender vertreten waren bzw. sind:

- SWING-Workshop Aachen 2004
- International Conference for Mesoscopic Methods in Engineering and Science, Braunschweig 2004

- Jahrestagung des DGLR-Fachausschusses "Strömungsakustik/Fluglärm" Braunschweig 2005
- Deutsche Jahrestagung für Akustik, DAGA '05, München 2005
- 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal
- Internoise 2004, August 22<sup>nd</sup> – 25<sup>th</sup>, Prague, Czech Republic
- Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Dresden, September 2004

Darüber hinaus wurden die LBM-Ergebnisse im Konsortium "Aeroacoustics" der Firma Exa sowie zahlreicher Automobilhersteller kommuniziert. Einzelvorträge mit Inhalten zum AKUSIM-Projekt wurden von den Bearbeitern an verschiedenen Universitäten und in Industriebetrieben gehalten, des Weiteren wurde bei Weiterbildungsveranstaltungen auf Teilaspekte der AKUSIM-Ergebnisse eingegangen.

Als umfassende Abschlusspräsentation der AKUSIM-Ergebnisse können die zahlreichen Vorträge der Bearbeiter des AKUSIM-Projektes auf der Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA '05 in München (14. bis 17. März 2005) angesehen werden. Diese Vorträge enthielten die Ergebnisse des Verbundprojektes "Akustische Simulationsverfahren", und zwar einerseits die entwickelten Methoden, andererseits die Berechnungen und Messungen an den festgelegten typischen Fahrzeugstrukturen, und zwar sowohl im Strömungsschall- als auch im Körperschallbereich. Zu den Vorträgen wurde sowohl "im Saal" als auch in Einzelgesprächen nach den Vorträgen sehr fachkompetent angefragt und diskutiert.

Ausgewählte Ergebnisse zur Validierung im AKUSIM-Projekt werden noch einmal auf dem „International Congress on Sound and Vibration“ vom 11. bis 14. Juli 2005 in Lisbon präsentiert. Diese Tagung besitzt eine starke fachliche Ausrichtung in den Schwerpunkten Strömungs- und Körperschall, so dass dort optimale Präsentations- und Diskussionsmöglichkeiten für die Mess- und Validierungsergebnisse aus AKUSIM erwartet werden können.

### **III.8. Einhaltung der Kosten- und Zeitplanung**

Die ursprünglich geplante dreijährige Laufzeit des Vorhabens an der TU Dresden vom 1. Oktober 2001 bis zum 30. September 2004 musste auf Grund des verzögerten Beginns der Projektarbeiten verkürzt und außerdem kostenneutral auf ein Projektende zum 30. April 2005 verlängert werden. Die trotzdem erfolgreiche Bearbeitung des Projektes wurde erreicht

- durch die Vergabe von drei Aufträgen an Dritte (Fhl Dresden, Gesellschaft für Akustikforschung Dresden),
- durch die damit verbundene starke Kooperation mit ehemaligen, sehr fachkompetenten wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden, die bei diesen "dritten Stellen" beschäftigt sind,
- durch die gleichfalls damit verbundene fachliche Stärkung der Firmenausgründung "Gesellschaft für Akustikforschung Dresden" und die dadurch gegebene sehr positive Wechselwirkung mit dem akustischen Institut der TU Dresden,

- durch den "konzertierten" Einsatz von drei fachkompetenten und durch ihre vorangegangenen universitären Qualifizierungs- bzw. Projektarbeiten gut vorbereiteten Absolventen des Instituts in der zweiten Hälfte des Bearbeitungszeitraums von AKUSIM,
- durch Einbeziehung studentischer Qualifizierungsarbeiten und durch die Mitarbeit von studentischen und wissenschaftlichen Hilfskräften im Bearbeitungszeitraum des Projektes.

In der Kostenplanung und der Kostenrealisierung ergaben sich folgende Besonderheiten:

- Wie bereits mehrfach erwähnt, wurden in Absprache mit dem Projektträger drei ursprünglich nicht geplante Aufträge an Dritte vergeben. Die betreffenden Arbeiten wurden von den Unterauftragnehmern FhI und Gesellschaft für Akustikforschung Dresden selbständig und in hoher Qualität ausgeführt. Die Kosten entsprachen jeweils der vertraglich vereinbarten Summe. Die Zuarbeiten in Form von Berichten erfolgten fristgerecht.
- Durch die Verwendung preiswerter Messtechnik (u. a. Elektretmikrofonkapseln) und durch die Ausführung des Modellbaus durch die Fakultätswerkstatt konnten kostengünstige Lösungen realisiert werden.
- Lediglich bei den Reisekosten wurden durch die zur Projektabstimmung notwendigen 5 großen und zahlreiche kleinere Arbeitstreffen, durch die Vortragstätigkeit und die Darstellung der AKUSIM-Ergebnisse auf nationalen und internationalen Fachtagungen und die in den letzten Jahren deutlich gestiegenen Transport- und Übernachtungskosten mehr Finanzmittel benötigt, als ursprünglich beantragt. Durch die Einsparungen in den Posten Hilfskräfte, Kleinteile und Verbrauchsmaterialien konnten Mittel projektintern umgewidmet werden. Aber auch nach Abzug dieser zusätzlich benötigten Reisemittel ergibt sich die erfreuliche Bilanz, dass nach der jetzigen Einschätzung insgesamt weniger Finanzmittel in Anspruch genommen wurden, als beantragt.

Dresden, 17. April 2005

.....  
 Prof. Dr. Peter Költzsch  
 Projektverantwortlicher, Koordinator AKUSIM



Forschungsverbund

„Leiser Verkehr“

Akustische Simulationsverfahren

*Förderzeichen 19U1074B*

Benjamin D. Basel, Alexander Kolb, Michael Grünewald



Bundesministerium  
für Bildung  
und Forschung



## Einleitung

Die Erforschung der Schallausbreitung sowie der Quellentstehungsmechanismen in Strömungen ist eines der fundamentalen Probleme der Aeroakustik. Im Fahrzeugbau ist diese noch sehr junge Wissenschaft in den letzten Jahren stetig gewachsen. Neue Lärmschutzverordnungen sowie steigendes Umweltbewusstsein sind an dieser Entwicklung maßgeblich beteiligt.

Die Aeroakustik befasst sich hauptsächlich mit der Generierung sowie der Ausbreitung des Schalls in ruhenden und insbesondere in strömenden Gasen, wie beispielsweise Luft. Bei der Ausbreitung von Schall pflanzen sich elastische Wellen vom Entstehungsort, dem Ort der Quelle, zum Beobachter im allgemeinen mit Schallgeschwindigkeit fort. Ziel ist es, den Ort der Quellentstehung und die Entstehungsmechanismen zu bestimmen und durch aktive und auch passive Maßnahmen die Quellstärke zu reduzieren. Inhomogene Effekte wie strömende Umgebung oder auch Reflexionen haben einen großen Einfluss auf die Ausbreitungscharakteristik. Man denke hier an das Echo, welches entsteht, wenn die Schallwellen einer Schallquelle auf ein Hindernis treffen und von dieser reflektiert wieder am Ort der Quelle ankommen oder an Schallquellen, welche bei der Anströmung eines Körpers generiert werden und durch die instationäre Umgebung sich ausbreiten

Ziel ist es, in naher Zukunft neue Konzepte zu entwickeln und diese in der Entwicklung neuer sowie bei der Umrüstung vorhandener Fahrzeuge einzusetzen. Die Entwicklung dieser Konzepte bedarf einer technisch physikalischen Betrachtung des Problems. Die Entwicklung neuer Computer hat es in den letzten Jahren ermöglicht, die Auslegung neuer Fahrzeugkonzepte durch die Computational Fluid Dynamik (CFD) und die Computational Aeroacoustic (CAA) numerisch zu simulieren und dadurch physikalische Effekte schon vor einer Konstruktion zu analysieren.

Im Rahmen des Forschungsverbunds ‚Leiser Verkehr‘, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung, wurden innerhalb des Teilprojekts ‚Akustische Simulationen‘ CAA Simulationsrechnungen und Windkanalmessungen an generischen Geometrien durchgeführt. Die instationären CFD Simulationen wurden mit dem EADS CRC Verfahren AEOLUS und dem kommerziellen Verfahren CFX durchgeführt. Die CAA Simulationen zur Berechnung des Schalldrucks wurden mit dem Ffwoes Williams Hawkings Löser FLOWNOISE simuliert. Bei den Messungen wurden aerodynamische Hitzdrahtmessungen des Grenzschichtprofils, akustische Fern- und Oberflächenmessungen sowie akustische Array-Messungen an verschiedenen vorwärtsgeneigten Stufegeometrien und an einem Hohlraum durchgeführt. Ziel der Messungen ist es, den Einfluss der Geometrien sowie der Anströmgeschwindigkeit zu untersuchen. Die Messungen dienen zur Validierung der numerischen Simulationen im Rahmen des Teilprojekts.

Geometrien

Es sind drei vorwärtsgeneigte Stufe geometrien (Abbildung 1) mit der Stufenhöhen  $H=12\text{mm}$  vermessen und simuliert worden, davon eine scharfkantige Stufe und zwei abgerundete Stufen mit einem Rundungsradius von jeweils  $R=H$  und  $R=H/2$

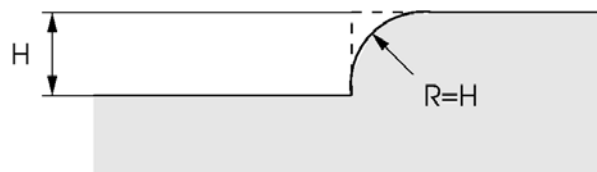


Abbildung 1: Stufe geometrien mit unterschiedlichen Krümmungsradien  $R=0$ ,  $R=H$  und  $R=H/2$

sowie ein Hohlraum (Abbildung 2), welcher nahezu identisch ist mit dem Hohlraum aus Henderson [1]. Alle Geometrien sind 1.6m tief (Abbildung 3)

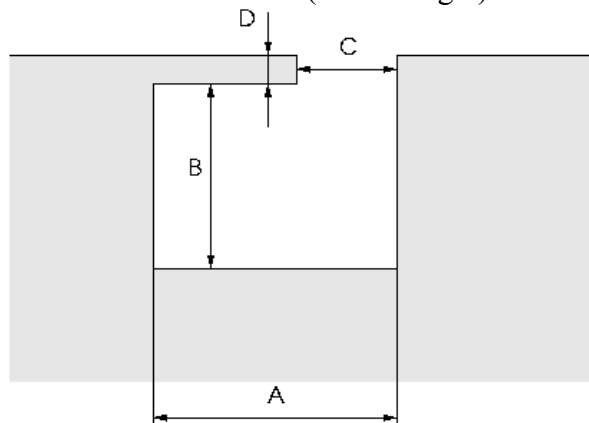


Abbildung 2: Abmessungen der Hohlraumgeometrie,  $A=15.9\text{mm}$ ,  $B=24.7\text{mm}$ ,  $C=8.76\text{mm}$ ,  $D=3\text{mm}$

Die generischen Geometrien wurden an eine Platte mit den folgenden Dimensionen angebracht (Abbildung 3)

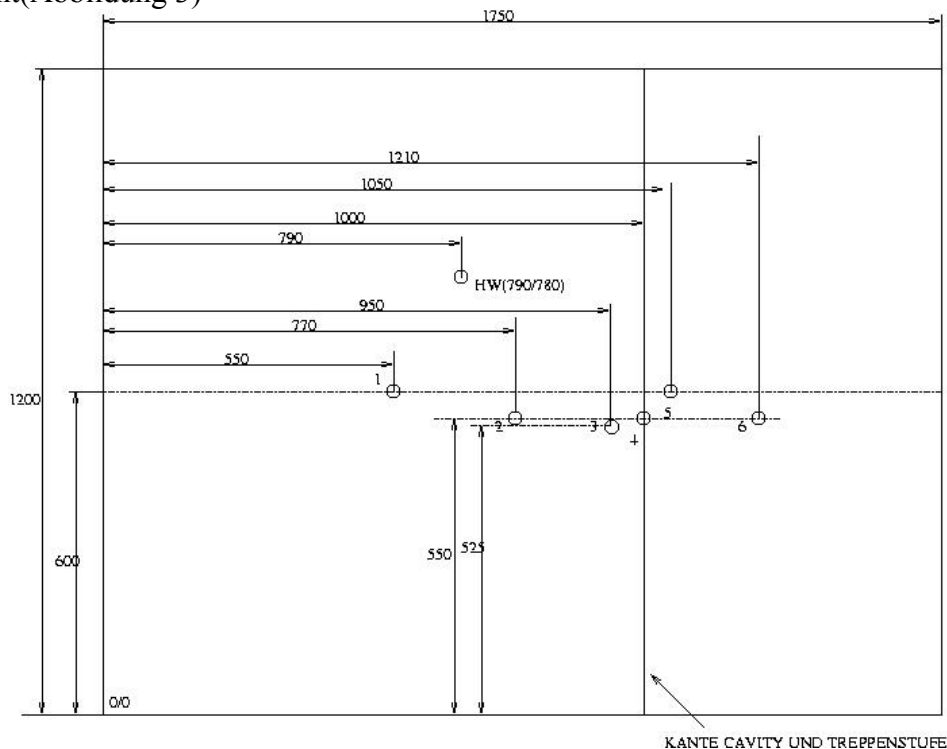


Abbildung 3: Abmessungen der Platte, Position der Oberflächenmikrophone und die Position der Hitzdrahtsonde

Die Bohrungen der Oberflächenmikrophone, welche asymmetrisch angeordnet sind, ist aus dieser Zeichnung ebenfalls ersichtlich.

## Winkalmessungen

Die Windkanalmessungen wurden im Akustischen Windkanal Braunschweig (AWB) bei Geschwindigkeiten von  $u=30, 40, 50$  und  $60\text{m/s}$  durchgeführt.

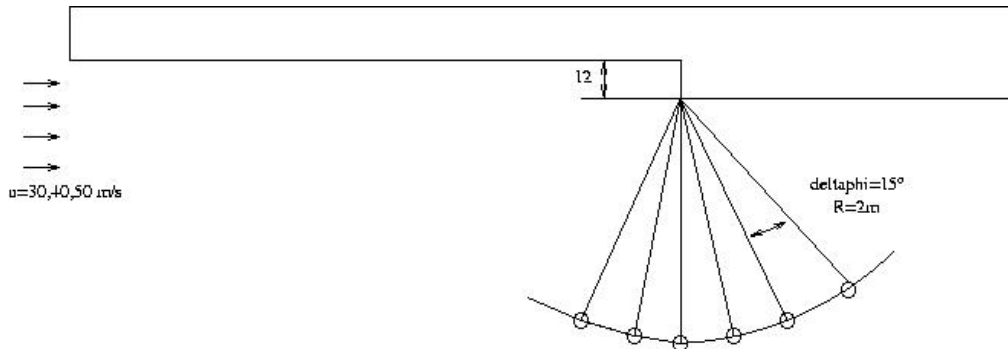


Abbildung 4: Fernfeldmessung an der Stufe, Mikrophone werden mit  $R=2\text{m}$  und  $\phi=15^\circ$  angeordnet

Zur Messung der Oberflächendrücke wurden auf der Plattenoberfläche fünf Mikrophone von Brüel & Kjaer vom TYP 4135/36 asymmetrisch angeordnet. Die Mikrophone sind im Frequenzbereich  $F=20\text{-}200\text{ kHz}$  und bis zu einem maximalen Schallpegel von  $P_{\text{max}}=180\text{dB}$  einsetzbar. Die Messung der Fernfeldsignale wurde mit sechs Mikrophenen in einem Abstand von  $R=2\text{m}$  und Winkelschritten von  $\phi=15^\circ$  durchgeführt (siehe Abbildung 4). Die verwendeten 1/2 Zoll Kondensator Mikrophone MK 202 von Microtech Gefell können bis  $f_{\text{max}}=40\text{kHz}$  und bis zu einem Schallpegel von  $L=158\text{dB}$  eingesetzt werden

## Array-Verfahren

Zur Lokalisierung der Schallquellen wurde ein Kreuz-Array mit 32 Mikrophenen des Typs MK 202 eingesetzt. Der Abstand des Array-Zentrums zur Kante der Treppenstufe bzw. zur Lippe des Hohlraums beträgt  $z=1.2\text{m}$ . Die Koordinaten des Array-Zentrums sind  $x=1\text{m}$  und  $y=1.65\text{m}$ . Mit dem verwendeten Array kann man Quellen im Frequenzbereich von  $f_u=212\text{Hz}$  bis  $f_o=3400\text{Hz}$  lokalisieren. Das Array wurde außerhalb der Strömung positioniert.

Zur Lokalisierung von ruhenden Schallquellen wird die aus der Literatur bekannte Beam-Forming Methode verwendet. Das bekannte Beam-Forming einer array-förmigen Anordnung von Mikrophenen mit Blick auf einen ausgewählten Fokuspunkt  $\vec{x}_0$  wird durch das phasenkorrigierte Aufsummieren der Signale aller Einzelmikrophone erreicht:

$$a_{(k)}(\vec{x}_0, t) = \sum_{j=1}^N w_j^{(k)} \cdot p_j \left( t + \frac{r_j(\vec{x}_0)}{c} \right)$$

$w_j^{(k)}$  ist ein Satz von willkürlichen Gewichtungsfaktoren mit der Bedingung

$$\sum_{j=1}^N w_j^{(k)} = 1.$$

Die individuelle zeitliche Verzögerung ist durch den Abstandsvektor  $r_j(\vec{x}_0)$  zwischen Mikrofon  $j$  und dem gewünschten Fokuspunkt  $\vec{x}_0$  gegeben. Setzt man eine unkorrelierte diskrete Quellverteilung mit kugelförmiger Richtcharakteristik voraus, so kann eine

Matrixgleichung zwischen dem Vektor der Quellintensität  $\Psi_m(q_m; \omega')$  als Funktion der Quellposition  $\mathbf{q}_m$  mit dem spektralen Leistungsamplitudenvektor des Arrays

$$A_n^{kk'}(\omega) = |a_k^*(x_n; \omega) \cdot a_{k'}(x_n; \omega)|$$

als Funktion der Fokuskoordinaten  $\mathbf{x}_n$  aufgestellt werden:

$$A_n^{kk'}(\omega) = \sum_{m, \omega'} H_{nm}^{kk'}(\omega, \omega') \cdot \Psi_m(\omega')$$

Die Projektionsmatrix  $H$  beinhaltet die Superposition der Green'schen Funktionen zwischen der Quelle und den Empfängerpunkten gemäß dem Beam-Forming in Gleichung (1), d.h. alle Phaseninformationen zwischen der Array-Geometrie und der Quellgeometrie sind enthalten. Es werden hierzu beliebig viele Mikrophone auf einem Kreuz angebracht. Aus den Laufzeitunterschieden zwischen Mikrophon und Betrachtungspunkt, dem sogenannten Focuspunkt, kann der Schalldruck an einem beliebigen Punkt berechnet werden.

Bei der Lokalisierung von aeroakustischen Quellen in Windkanälen ist diese Methode nicht in dieser Form anwendbar. Die Position des Arrays und die Geometrie des zu betrachtenden Kanals müssen hier berücksichtigt werden. Im vorliegenden Fall werden die Ergebnisse aus den Messungen im akustischen Windkanal AWB untersucht. Das Array wurde bei dieser Messung außerhalb des Kanals angebracht

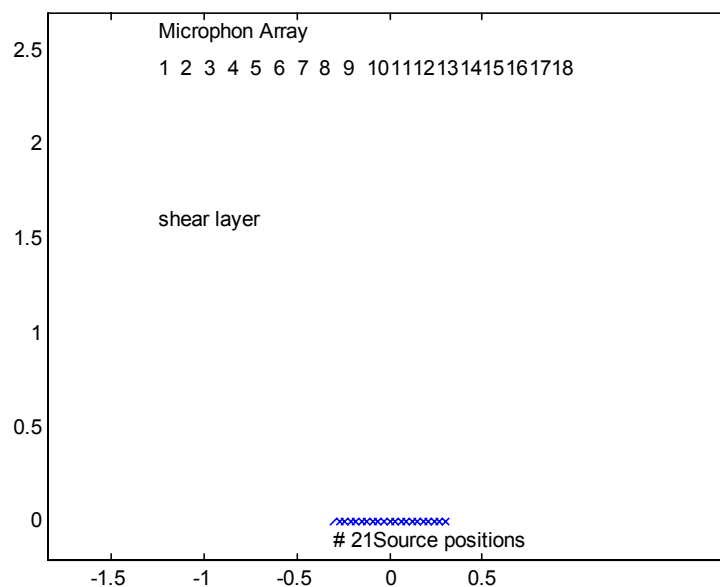


Abbildung 5: Einfluss der Brechung an der Scherschicht

Dadurch kommt es an der sogenannten Scherschicht zu starken Geschwindigkeitsgradienten und damit zur Brechung des Signals (Abbildung 5 und 6). Der Düsenaustritt



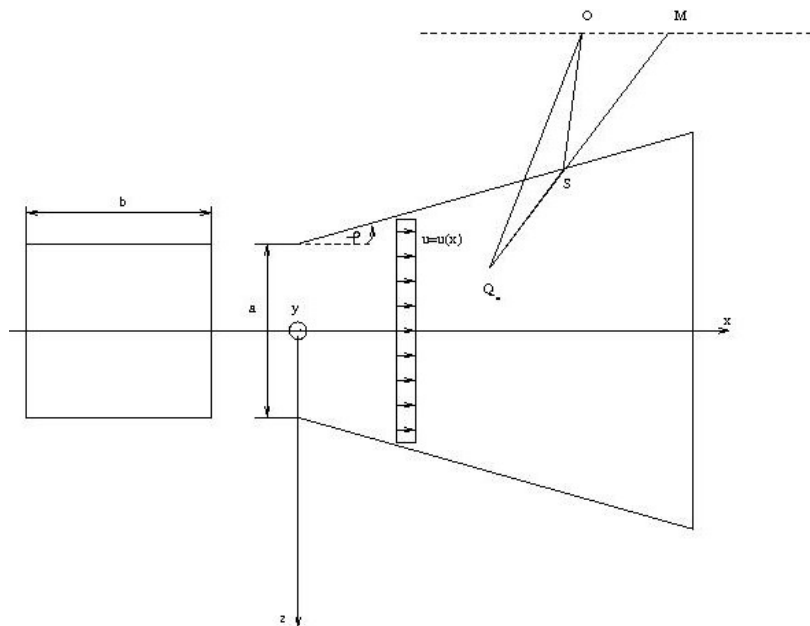


Abbildung 6: Schematische Darstellung des Windkanalstrahls mit Brechung an der Scherschicht

ist bei diesem Kanal rechteckig und hat einen Öffnungswinkel von sieben Grad. Dadurch erhält man eine aus einem Pyramidenstumpf austretende Strömung mit einer einfach angenommenen Brechung an einer Oberfläche des Pyramidenstumpfs. Die Brechungsschicht wird als unendlich dünn angenommen. Das Brechungsgesetz

$$\frac{1}{\sin \alpha} + Ma(x) = \frac{1}{\cos \theta}$$

berücksichtigt hierbei den Öffnungswinkel des Kegels, die Position der Quelle, des Mikrophons sowie die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten. Bei dieser dreidimensionalen Betrachtungsweise wird das Strahlverfahren als Hochfrequenznäherung verwendet. Der Schall wird am Schnittpunkt der Geraden Quellort-Beobachtungspunkt mit der Oberfläche gebrochen. Die Berechnung des Schnittpunktes sowie des Brechungswinkels liefert den neuen Auftreffpunkt des Strahls. Hierzu erhält man eine Residuumsgleichung für die Koordinate des Strahlauftreffpunktes, die mit dem Newton-Raphson Verfahren

$$x^{k+1} = x^k - \frac{res^k}{\partial res^k / \partial x^k}$$

iterativ gelöst wird. Hierbei wird die benötigte Ableitung ebenfalls numerisch mit der zentralen Differenz zweiter Ordnung gebildet. Am Beispiel eines Lautsprechers kann der Algorithmus untersucht werden. In der folgenden linken Abbildung ist die Lokalisierung eines Lautsprechers in einer homogenen Umgebung dargestellt. Im linken Bild wird der Lautsprecher in einer homogenen Umgebung bei  $u=0$  m/s lokalisiert. Im mittleren Bild wird der Lautsprecher mit  $u=50$  m/s angeströmt. Die lokalisierte Quelle ist nun um etwa 20 cm stromab positioniert. In der rechten Darstellung wurde der Lautsprecher mit  $u=50$  m/s angeströmt und das Signal korrigiert. Man erhält wie erwartet die richtige Position des

Lautsprechers. Man kann letztendlich zusammenfassen, dass durch die Brechung des Strahl die Position des Lautsprechers in x-Richtung verfälscht und eine Verformung der Quelle im unkorrigierten Fall sichtbar ist (Abbildung 7).

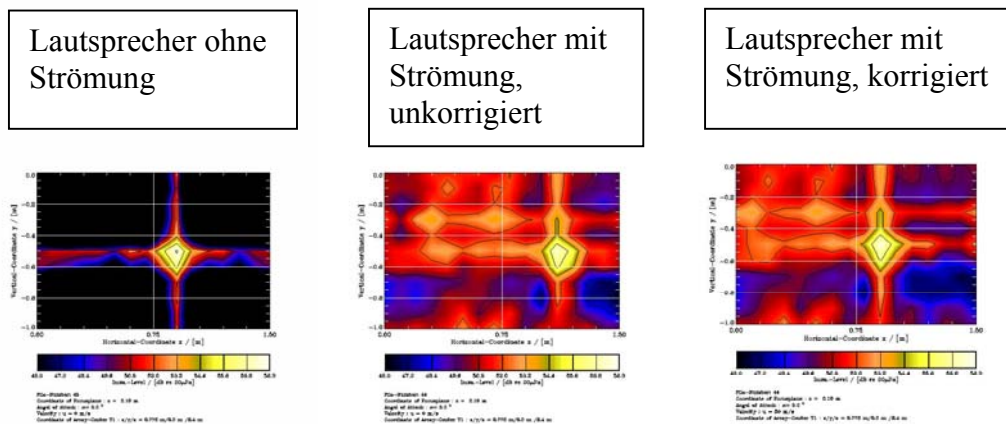


Abbildung 7: Einfluss der Strömung auf die Quelllokalisierung

Durch die Berücksichtigung der Brechung an der Scherschicht wird der Lautsprecher an der richtigen Position lokalisiert (Abbildung rechts)

Im Rahmen des Projekts AKUSIM wurde im Windkanal AWB ein Kreuz-Array mit 32 Mikrofonen verwendet. Der Abstand zwischen den Mikrofonen betrug  $dx=10\text{cm}$ . Die Anströmgeschwindigkeiten betragen  $u= 30\text{-}60\text{m/s}$ . Der Mittelpunkt des Arrays stimmt in Strömungsrichtung mit der Kante der Treppenstufe überein, das Array steht außerhalb der Strömung und hat einen Abstand von 1.2 m von der Plattenoberfläche. Die Düsenhöhe beträgt  $b=1.2\text{m}$  und die Breite  $a=0.8\text{ m}$  (Abbildung 8).



Abbildung 8: Quelllokalisierung mit dem Kreuz-Array

Am Beispiel des Hohlraums bei  $u=60$  m/s erhält man mit dem Beam-Forming die Schallpegel am Ort der Quelle (Abbildung 9)

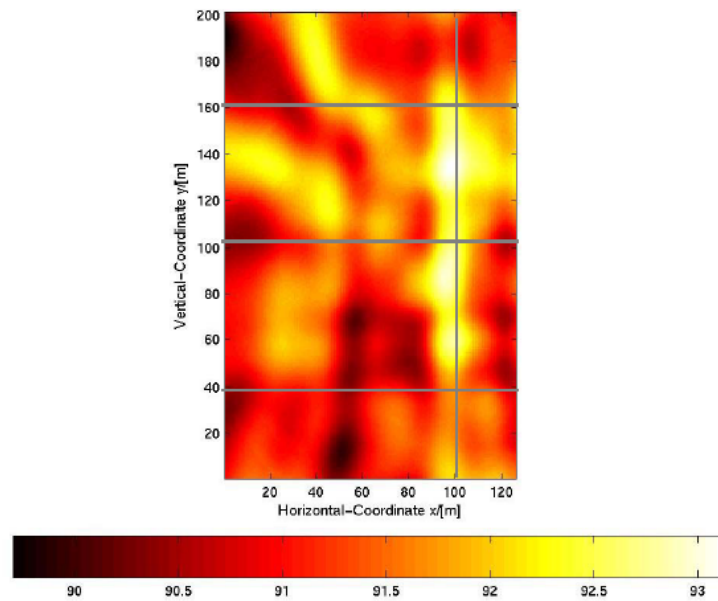


Abbildung 9: Quelllokalisierung am Hohlraum bei  $f=2$  kHz, Anströmgeschwindigkeit  $u=60$  m/s, klassisches Beam-Forming, Hohlraumposition bei  $x=100$  cm,  $40$  cm  $< y < 160$  cm

Mit dem Array erhält man die dominierenden aerodynamischen Lärmquellen im Bereich des Spalts bei etwa 2 kHz. Die defokussierenden Strömungseffekte sind sehr gut korrigiert worden, was sich an der kleinen Ausdehnung der Quellgebiete zeigt. Die damit erzielte Lokalisierung der Quellen erlaubt nicht nur die Bestimmung deren Stärke sondern auch deren Beschreibung hinsichtlich des spektralen Gehalts, der Richtcharakteristik, der zeitlichen Veränderung, der Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit, Position des Arrays, Anstellwinkel und anderer Parameter.

## Hitzdrahtmessungen

Die Strömungssimulation benötigt eine detaillierte Beschreibung des Anströmprofils. Dies ist nötig, da sonst die Anströmung der Platte nicht exakt simuliert werden kann. Zur Beschreibung des Anströmprofils wurden im Rahmen der Projekts Hitzdrahtmessungen (Abbildung 10)

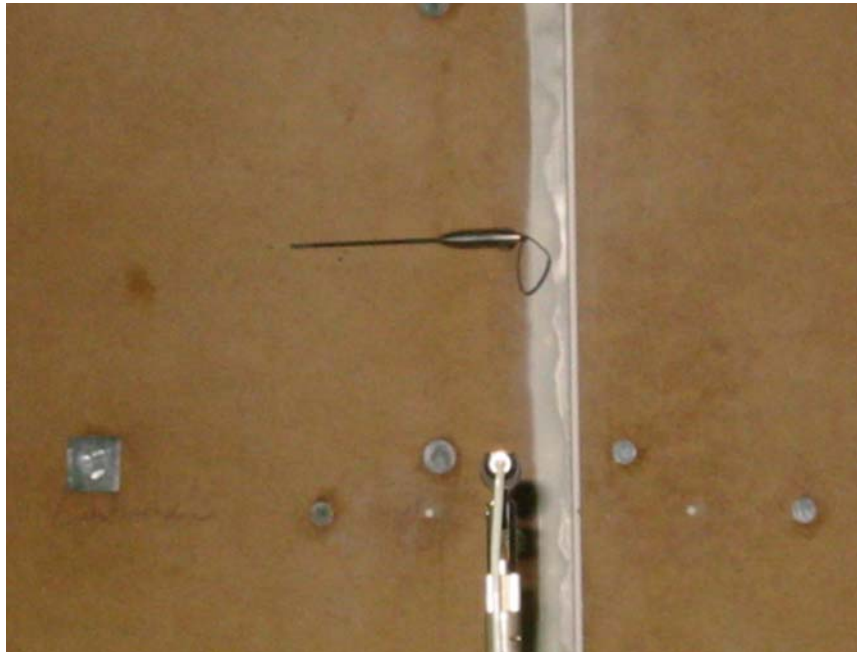


Abbildung 10: Hitzdrahtsonde zur Messung des Anströmprofils

bei  $u=50\text{m/s}$  (Abbildung 11)

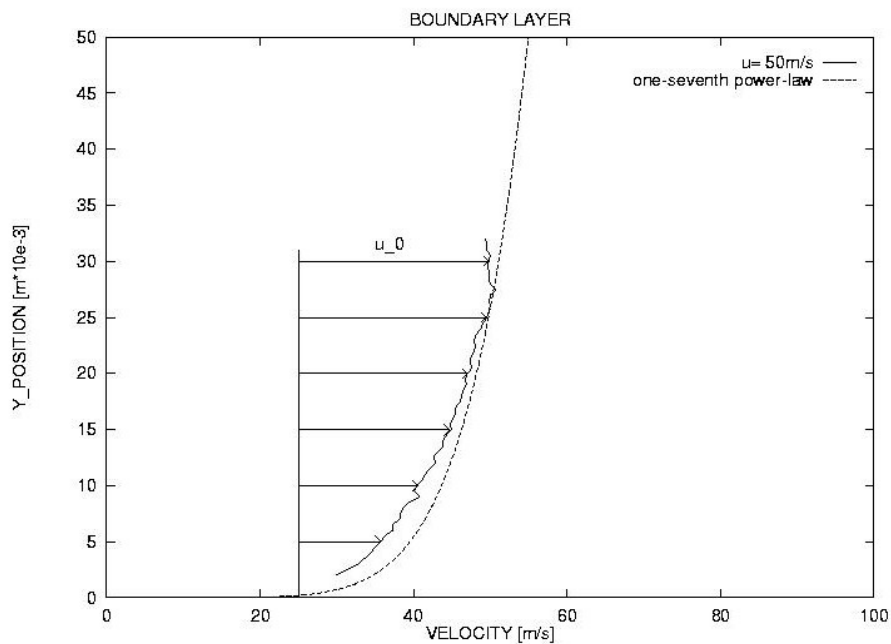


Abbildung 11: Geschwindigkeitsprofil in der Grenzschicht bei  $u=50\text{ m/s}$

und bei  $u=60$  m/s (Abbildung 12)

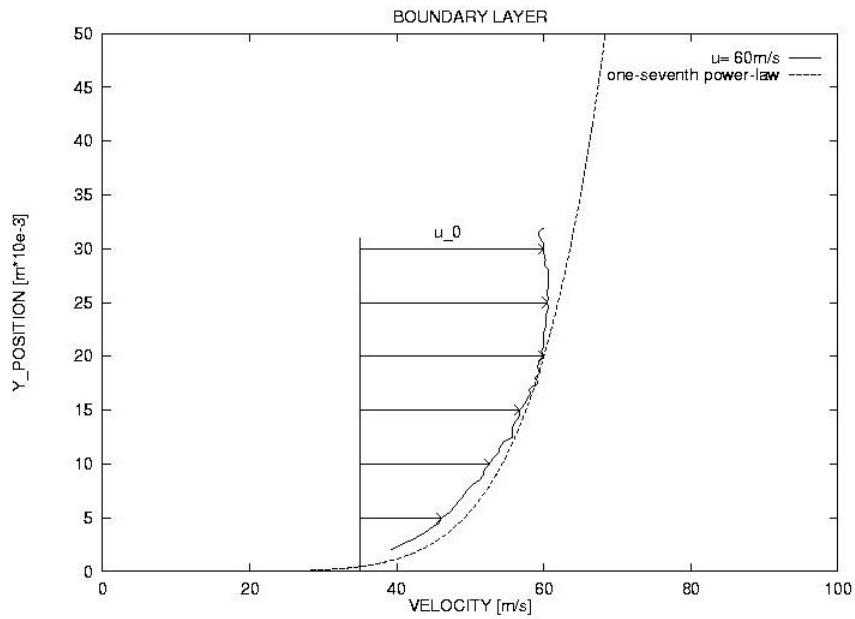


Abbildung 12: Geschwindigkeitsprofil des Anströmprofils bei  $u=60$  m/s

durchgeführt. Es zeigte sich eine sehr gute Übereinstimmung mit dem  $1/7$  Potenzgesetz (in den Abbildungen gestrichelt dargestellt) aus der Grenzschichttheorie. Mit der Dicke des Grenzschichtprofils und der Position der Sonde kann die Strömungssimulation mit realer Anströmung gestartet werden.

## Fernfeldmessungen

Bei der Fernfeldmessung wurden sechs Mikrophone im Abstand von  $R=2\text{m}$  und Winkelschritten von  $\phi=15^\circ$  verwendet. Durch die Position der Mikrophone kommt es wie beim Array auch hier zur Brechung des Strahls an der Scherschicht. Die Mikrophondaten müssen aus diesem Grund korrigiert werden. In Abbildung 13 ist die Fernfeldmessung dargestellt.



Abbildung 13: Fernfeldmessung

Die Auswertung der Stufe sowie des Hohlraums sind in folgenden Abbildungen dargestellt.

**Stufengeometrien** Die Abstrahlcharakteristik der Treppenstufen (Abbildung 14 und 15) zeigt einen realistischen Verlauf des Breitbandlärms der scharfkantigen und abgerundeten Stufe. Die Erhöhung der Geschwindigkeit verursacht einen starken Anstieg des Schallpegels im Fernfeld.

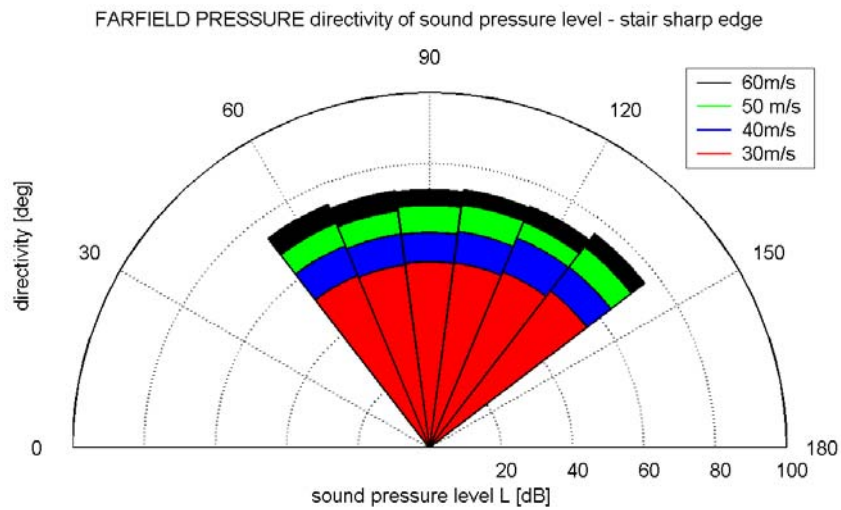


Abbildung 14: Fernfeldrichtcharakteristik der scharf-kantigen Stufe bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten, Schallpegel ausgewertet ab 500Hz

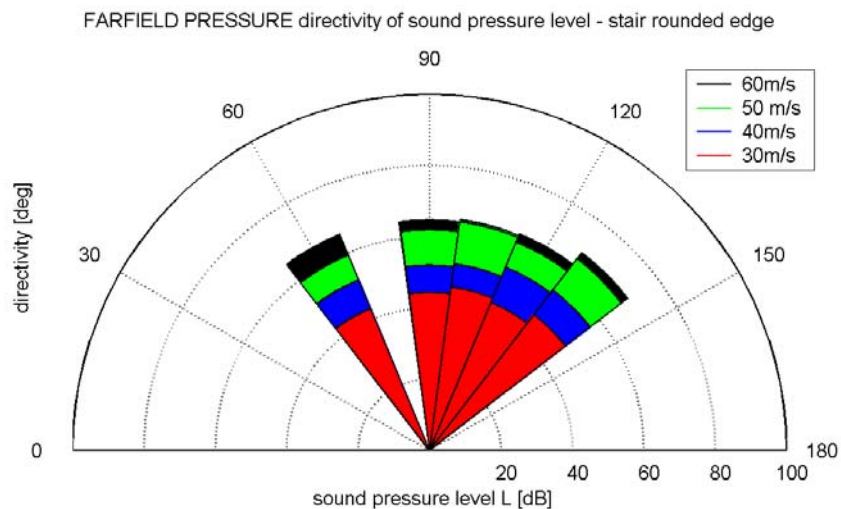


Abbildung 15: Fernfeldrichtcharakteristik der abgerundeten Stufe bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten, Schallpegel ausgewertet ab 500Hz, zweites Mikrofon defekt

Ein Vergleich der Charakteristiken der Stufen zeigte, dass der Pegel durch die Abrundung mit  $R=h/2$  etwa 8dB liefert. Eine weitere Abrundung liefert keine starken Änderungen des Pegels.(Abbildung 16)

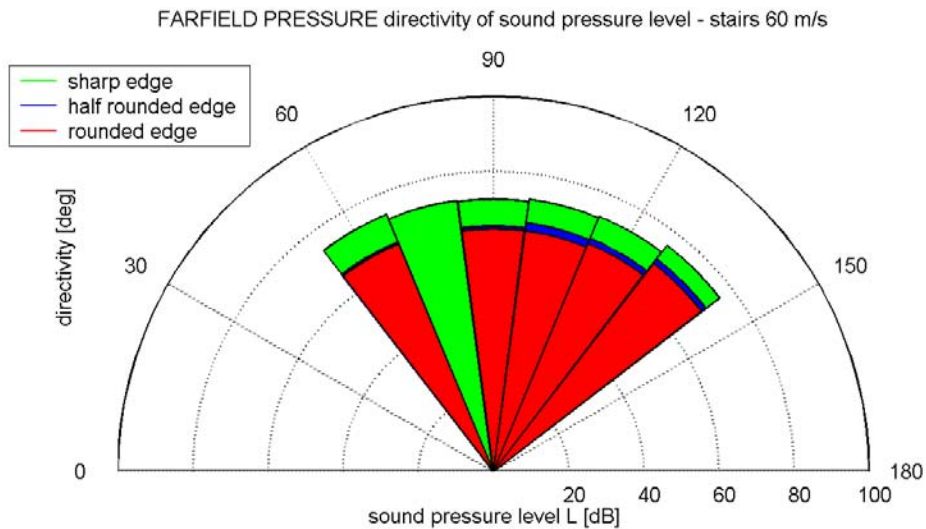


Abbildung 16: Vergleich Fernfeldrichtcharakteristik von den verschiedenen Stufengeometrien, Schallpegel ausgewertet ab 500Hz

Das Geschwindigkeitsgesetz wird mit Abbildung 17 nachgewiesen. Man kann erkennen, dass der Schallpegel gegenüber der Anströmgeschwindigkeit mit der sechsten Potenz ansteigt. Bei der Auswertung der Daten wurde erst ab einer Frequenz von 500 Hz ausgewertet, da sonst Störsignale vom Windkanal das Ergebnis verfälschen würde. Die Phasen wurden zudem strömungskorrigiert und die Amplituden mit den Wichtungsfunktionen aus Amiet[2] gewichtet.

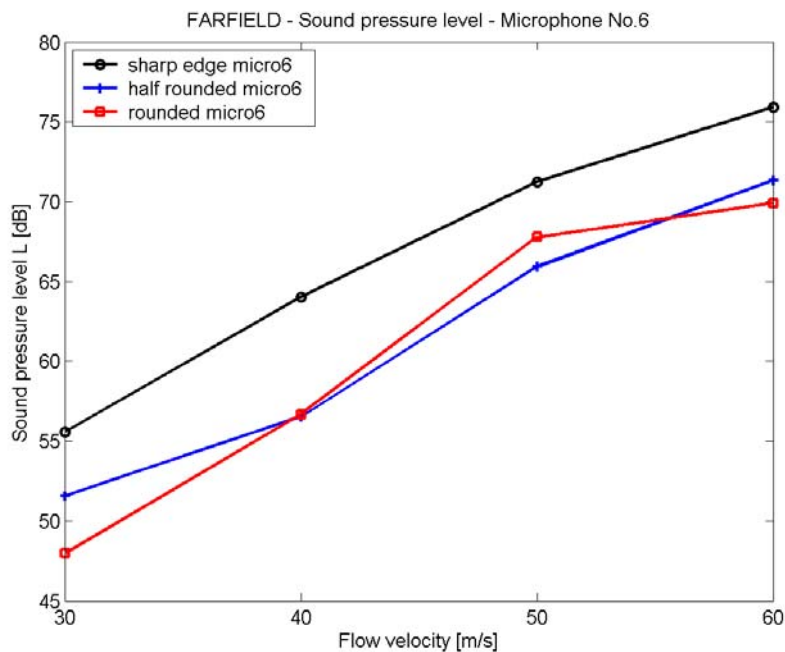


Abbildung 17: Schallpegel in Abhängigkeit der Stufengeometrie und der Geschwindigkeit an einem Fernfeldmikrofon



### Oberflächenmessung am Hohlraum

Die Moleküle im Hohlraum schwingen bei einer Resonanzfrequenzen von etwa 1800 Hz.. Dieser Wert ist mit dem in der Veröffentlichung von Henderson [1]) vergleichbar. Der Frequenzverlauf in der Bodenfläche des Hohlraums ist in Abbildung 18 dargestellt. Der Puls ist verglichen mit dem aus [1] breiter, was durch die unterschiedliche Tiefe des Hohlraums zu erklären ist.

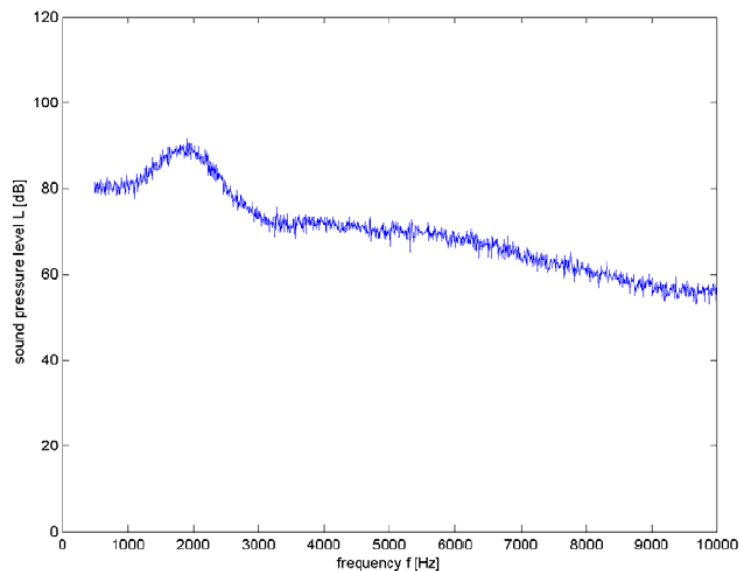
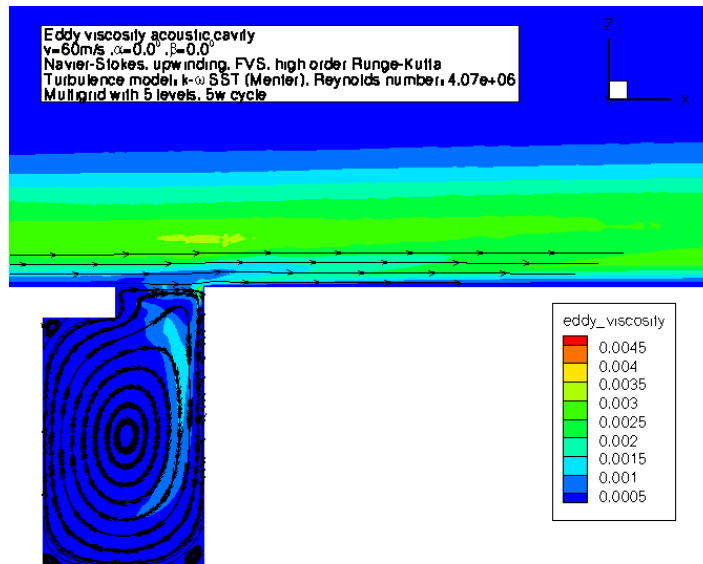


Abbildung 18: Gemittelte Schmalbandspektrum am Boden des Hohlraums bei der Anströmgeschwindigkeit von  $u=60$  m/s

### Strömungssimulationen

Im Rahmen des Projektes wurden mit dem EADS CRC internen Strömungsverfahren AEOLUS instationäre Strömungssimulationen (URANS – Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) des Hohlraums durchgeführt. Abbildung 19 zeigt die Verteilung der Wirbelviskosität bei einer Anströmgeschwindigkeit von 60 m/s. Die Strömungslösung wurde unter Verwendung von dem k- $\omega$  SST Modell von Menter gerechnet. Die Flußbildung der hyperbolischen Navier-Stokes Gleichungen wird mit einem hybriden Flux-Vector-Splitting/Riemann Algorithmus nach Eberle berechnet. Die Zeitintegration wurde mittels einem High-Order Runge-Kutta Verfahren gelöst



Mantred Schneider, senior advisor, EADS CRC

Abbildung 19: Verteilung der Eddy-Viskosität, berechnet mit CFX

Die Schallausbreitung ins Fernfeld wurde mit dem CRC-Code FLOWNOISE an gewählten Beobachtungspunkten berechnet (Abbildung 20)

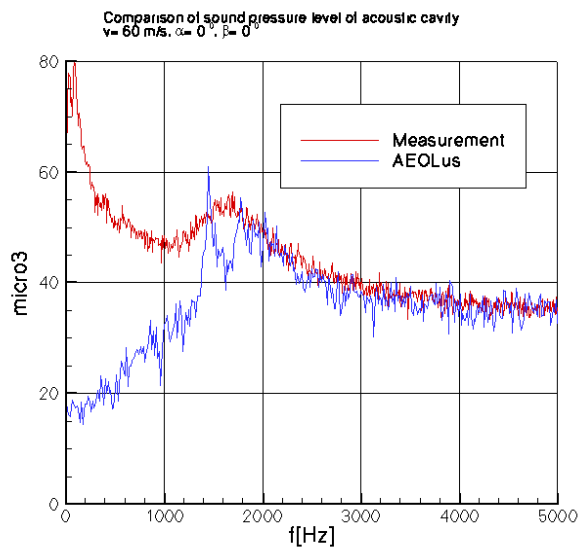


Abbildung 20: Schallpegel am Fernfeldmikrofon in 2m Abstand senkrecht über dem Hohlraum, berechnet mit CFX und FLOWNOISE

FLOWNOISE basiert auf der integralen Wellengleichung nach Ffowcs-Williams-Hawkings.

$$\begin{aligned}
p(\underline{x}, t) = & \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{1}{c^3 R} \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^3} \frac{\partial^3 T_{ij}}{\partial t^3}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{1}{cR^2} (-\delta_{ij} + 3 \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^2}) \frac{\partial T_{ij}}{\partial t}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{1}{R^2} (-\delta_{ij} + 3 \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^2}) T_{ij}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{S(\underline{y})} \frac{1}{cR} \frac{(\alpha_j - y_j)}{R} \frac{\partial f_j}{\partial t}(\underline{y}, t - R/c) dS(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{S(\underline{y})} \frac{1}{R^2} \frac{(\alpha_j - y_j)}{R} f_j(\underline{y}, t - R/c) dS(\underline{y}). \tag{9}
\end{aligned}$$

$$\alpha_{rnf}, \rho_{rnf}, u_{rnf}, y_{rnf}, c_{rnf} = \sqrt{\rho_{rnf} / \rho_{mf}} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
p(\underline{x}, t) = & \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{M^4}{c^3 R} \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^3} \frac{\partial^3 T_{ij}}{\partial t^3}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{M^2}{cR^2} (-\delta_{ij} + 3 \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^2}) \frac{\partial T_{ij}}{\partial t}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{V(\underline{y})} \frac{M^2}{R^2} (-\delta_{ij} + 3 \frac{(\alpha_i - y_i)(\alpha_j - y_j)}{R^2}) T_{ij}(\underline{y}, t - R/c) dV(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{S(\underline{y})} \frac{M}{cR} \frac{(\alpha_j - y_j)}{R} \frac{\partial f_j}{\partial t}(\underline{y}, t - R/c) dS(\underline{y}) \\
& + \frac{1}{4\pi} \int_{S(\underline{y})} \frac{1}{R^2} \frac{(\alpha_j - y_j)}{R} f_j(\underline{y}, t - R/c) dS(\underline{y}) \tag{11}
\end{aligned}$$

Im Rahmen des Projekts AKUSIM wurde die FWH Gleichung mit (10) entdimensionalisiert und in Form von (11) in das Programm FLOWNOISE implementiert. Im ursprünglichen Programm FLOWNOISE wurden lediglich die Fernfeldterm und die Oberflächenintegrale berücksichtigt. Durch die Berücksichtigung der Nahfeldterme und der Volumenterme ist der Rechen- und Speicheraufwand angestiegen. Die Berücksichtigung der Volumenintegrale und damit des Quadrupollärms ist jedoch bei Fällen mit starken Ablöseerscheinungen zwingend notwendig.

In Abbildung 20 wurden lediglich die Dipolterme berücksichtigt. Der Einfluss der Quadrupole ist vernachlässigbar. Die Resonanzfrequenz des Hohlraums ist nicht eindeutig wiedergegeben. Im höher frequenten Bereich ab 2000Hz zeigt der Verlauf des Schmalbandspektrums ein mit den Messungen vergleichbares Verhalten.

Im Rahmen des Projektes wurden neben den Berechnungen des Hohlraums mit dem CRC internen Strömungscodemodul AEOLUS Strömungssimulationen zu dem Hohlraum und zu der scharfkantigen Treppenstufe mit dem kommerziellen Verfahren CFX durchgeführt. Die Strömungslösung wurde unter Verwendung des CFX k-omega SST Turbulenzmodell gerechnet.

Im Falle des Hohlraums bildet sich im Hohlraum ein Wirbel aus. An der vorderen Kante des Hohlraums löst die Strömung ab und trifft auf die hintere Kante. Durch diese Vorgänge kommt es zu einer Schwingung bei der Resonanzfrequenz von etwa 1800 Hz. An der Verteilung der Eddy-Viskosität sieht man den Wirbel im inneren des Hohlraums (Abbildung 21).

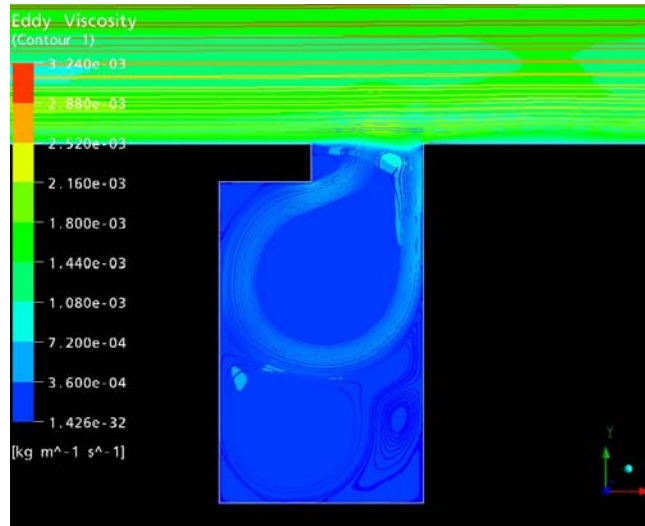


Abbildung 21: Verteilung der Eddy-Viskosität, berechnet mit CFX bei  $u=60$  m/s

Das gemessene Fernfeldsignal (Abbildung 22 links) liefert bei der Geschwindigkeit  $u=60$  m/s eine Resonanzfrequenz von etwa 1800 Hz. Ein Vergleich mit der Simulation (rechte Abbildung) zeigt in der Frequenz ein vergleichbares Ergebnis. Der Puls in der Simulation ist jedoch viel schärfer und dadurch in der Amplitude höher als das gemessene Signal. Bei der Simulation mit CFX konnten zusätzlich die höheren Harmonischen berechnet werden, die jedoch nicht gemessen wurden.

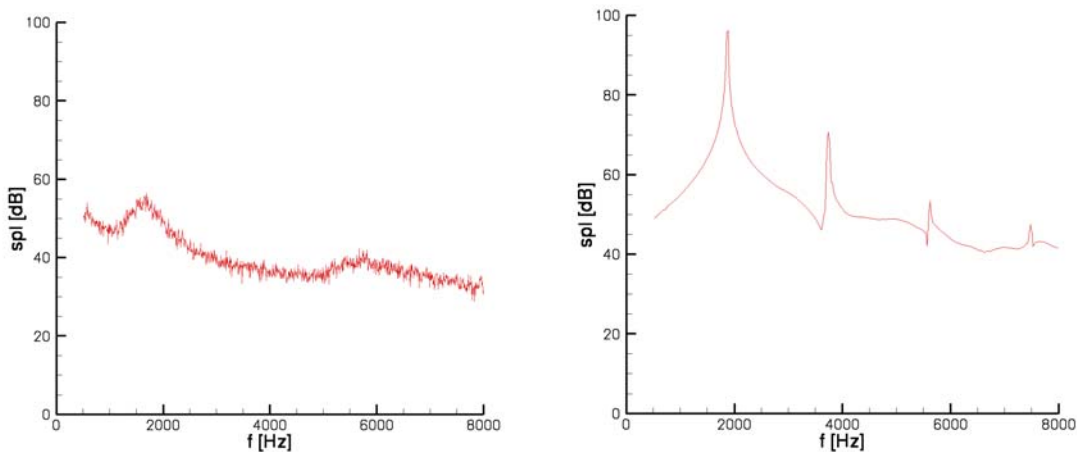


Abbildung 22: Gemitteltetes Schmalbandspektrum im Mikrofon 3 mit dem Abstand  $R=2$  m und  $\phi=0^\circ$  am Beispiel des Hohlraums bei der Anströmgeschwindigkeit von  $u=60$  m/s, links Experiment und rechts Simulation (Strömungssimulation mit CFX und Akustik mit FLOWNOISE)

Abbildung 23 zeigt den Druck auf der Oberfläche des angeströmten Körpers sowie die Geschwindigkeiten im Feld. Diese Daten werden bei der akustischen Simulation benötigt. Die Oberflächendrücke dienen zur Berechnung der Dipol-Quellen und die Geschwindigkeiten (Abbildung 24) im Feld zur Berechnung der Quadrupol-Quellen.

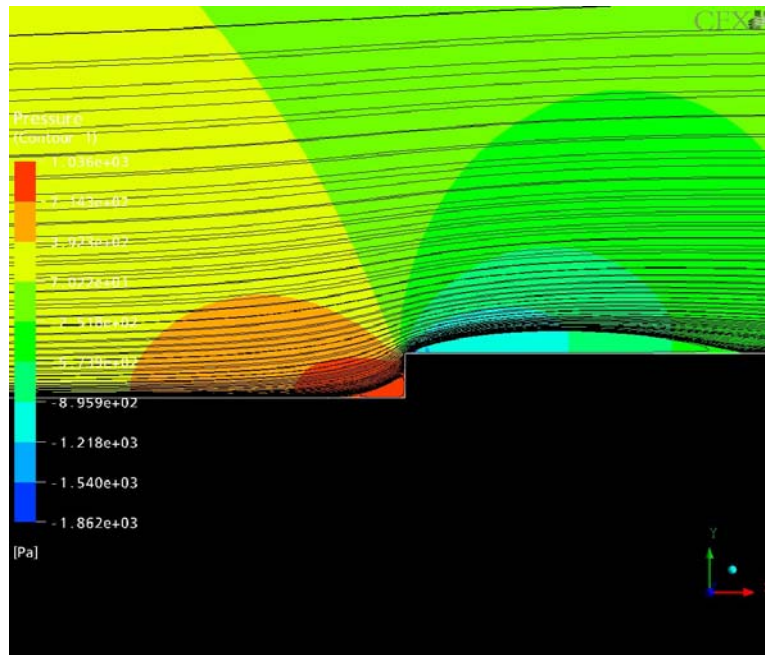


Abbildung 23: Verteilung des instationären Drucks, berechnet mit CFX

Wie erwartet ist vor der Stufe sowie nach der Stufe im Ablösebereich ein Wirbel sichtbar. In Abbildung 23 und 24 kann dies an der Druckverteilung und an der Geschwindigkeitsverteilung gesehen werden.

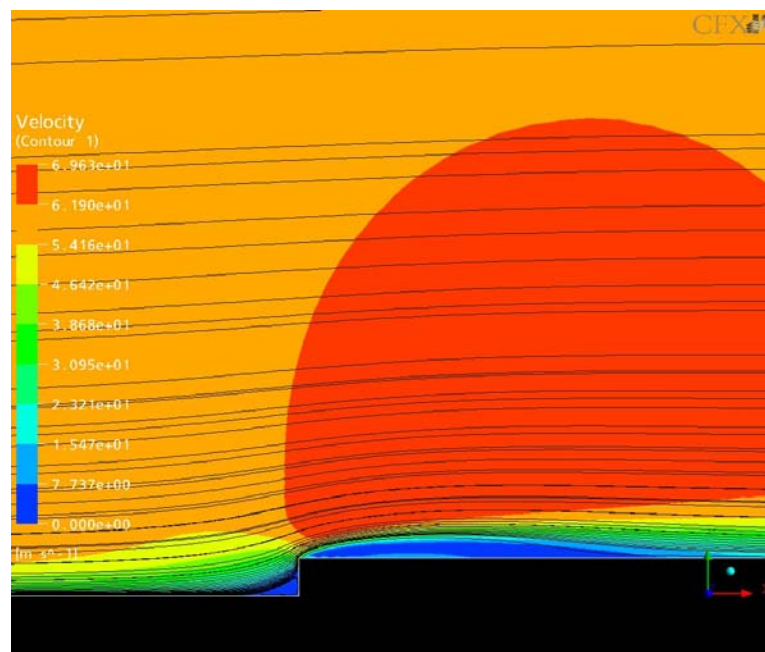


Abbildung 24: Verteilung des instationären Geschwindigkeit, berechnet mit CFX

Beim Vergleich der Ergebnisse der scharfkantigen Stufe sieht man das Verhalten des Breitbandlärms. Die Ergebnisse aus dem Experiment (Abbildung 25 links) und aus der Simulation mit CFX und FLOWNOISE (Abbildung 25 rechts) zeigen vergleichbare Resultate. Der RMS Wert des Drucks beträgt bei der Messung  $P=72,6$  dB und bei der Simulation  $P=64,9$  dB.

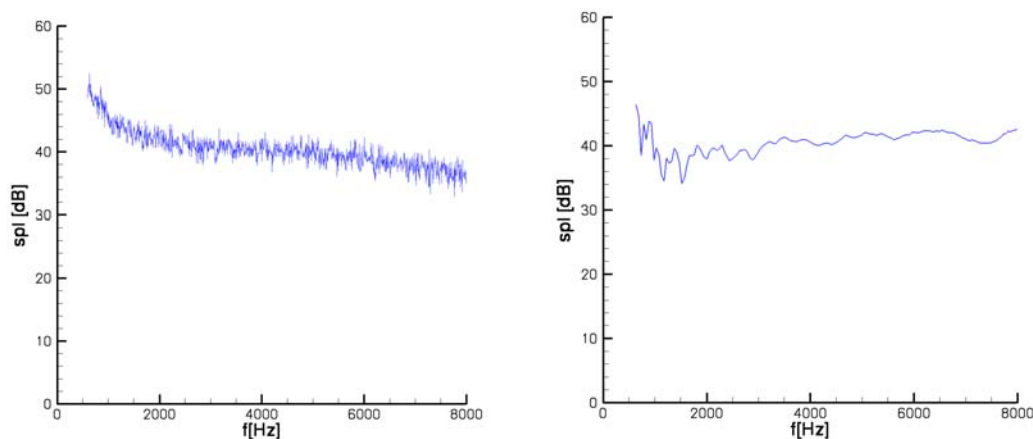


Abbildung 25: Vergleich des Schmalbandspektrums zwischen Messung (links) und CFX Berechnung (rechts) an der scharfkantigen Stufe

## Zusammenfassung

Im Projekt AKUSIM wurden akustische und aerodynamische Messungen an generischen Geometrien durchgeführt und mit den Simulationen verglichen.

Die Auswertung an den Treppenstufen zeigte, dass eine Abrundung der Kante bei  $u=60$  m/s eine Pegelreduzierung von etwa 8dB liefert. Im Falle des Hohlraums konnte eine Resonanzfrequenz von etwa 1800 Hz gemessen werden. Diese stimmt mit der Frequenz aus der Literatur überein. Die Verbreiterung des Pulses verglichen mit dem aus dem vergleichbaren Experiment in [1] ist mit dem unterschiedlichen Tiefe des Hohlraums zu begründen.

Die Strömungssimulationen wurden mit den Strömungsverfahren CFX und AEOLUS durchgeführt. Die Ergebnisse der akustischen Simulation, welche auf den Werten der Strömungssimulation basieren, lieferten in beiden Fällen keine befriedigenden Ergebnisse. Bei Verwendung von CFX konnte beim Hohlraum zwar die Frequenz nahezu exakt berechnet werden, jedoch konnte keine akzeptable Amplitude des Schalldrucks berechnet werden. Bei Verwendung des EADS CRC Verfahrens AEOLUS konnte bei höheren Frequenzen die Hohlraumakustik sehr gut simuliert werden. Bei Frequenzen unterhalb von 2kHz stimmen diese Daten mit den Messungen nicht überein.

Es zeigte sich, dass die Kombination zweidimensionale Strömungssimulation und dreidimensionale Akustiksimulation nicht ausreichend ist. Eine Simulation der Strömung in 3D wäre hier sinnvoller.

Die Erweiterung des Akustikverfahrens FLOWNOISE um die Volumenterme lieferte bei den im Projekt AKUSIM untersuchten Geschwindigkeiten nahezu keinen Einfluss auf die Akustik. Bei höheren Geschwindigkeiten sind diese Terme hingegen zwingend notwendig.

*Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderzeichen 19U1074B ,Forschungsverbund „Leiser Verkehr““ gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor*

Literatur

- [1] B. Henderson, Automobile Noise Involving Feedback-Sound Generation By Low Speed Cavity Flows, NASA/CP-2000-209790
- [2] R. K. Amiet, Refraction Of Sound By A Shear Layer, Journal of Sound and Vibration(1978) 58(4),467-482

## **Abschlussbericht**

### **Arbeitspaket 1330**

### **„Numerisches Verfahren zur strömungsakustischen Bewertung turbulent umströmter Geometrien (Fahrzeugstrukturen)“**

**im Rahmen des Verbundprojekts 1300 „Akustische Simulationsverfahren“**

**des Forschungsverbunds „Leiser Verkehr“**

M. Sabanca, Th. Lauke, J. Delfs

27. April 2005

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.  
Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik (vormals Entwurfsaerodynamik)  
Abteilung Technische Akustik  
Lilienthalplatz 7  
38108 Braunschweig



## I Kurzdarstellung

### 1. Aufgabenstellung

Das Gesamtziel des Vorhabens war die Schaffung und Bereitstellung eines Berechnungswerkzeugs für den akustischen Entwurf ausgewählter, typischer Fahrzeugstrukturen.

Die Aufgabe des DLR war die Erweiterung eines in der Fluglärmforschung vorentwickelten Schallquellensimulationsverfahrens auf der Basis der Störungsanalyse für die Anwendung auf bodengebundene Fahrzeuge. Dabei sollten verschiedene Formulierungen nichtlinearer Störungsgleichungen in den numerischen Aeroakustik-Code implementiert, anhand einfacher Verifikationsbeispiele bewertet und ausgewählt werden. Der Funktionsnachweis des Verfahrens sollte nach Abstimmung mit den Partnern an einer Modellstruktur/Modellströmung erbracht werden.

Mit dem Werkzeug sollte erstmalig die Möglichkeit zum rechnergestützten Entwurf lärmarmer Fahrzeugstrukturen demonstriert werden.

### 2. Voraussetzungen, unter denen der FE Auftrag durchgeführt wurde

Eine wesentliche Voraussetzung für die Durchführung des Vorhabens war das Vorhandensein eines aus Vorarbeiten des DLR stammenden CAA-Rechenverfahrens zur hochgenauen numerischen Lösung der linearisierten Eulergleichungen. Hinzu kam die Zusammenarbeit mit den Projektpartnern, die insbesondere Validierungsdaten aus Windkanalexperimenten liefern sollten.

### 3. Planung und Ablauf des Auftrags

Das Forschungsvorhaben des DLR konnte im Wesentlichen wie geplant durchgeführt werden. Dabei ergaben sich nochmals in der Phase der Anwendung des Simulationsverfahrens auf die Validierungstestfälle grundlegende Probleme bei der Behandlung der Wandrandbedingungen. Diese Probleme konnten zum Zeitpunkt der Verifikation nicht erkannt werden, da das Problem erst bei selbsterregten Strömungsproblemen auftritt, wofür kein Verifikationsbeispiel vorlag. Die rechtzeitige Lösung des angesprochenen Problems führte zu keiner nennenswerten Veränderung des Projektplans. Der Ablauf erfolgte somit wie in unten stehendem Balkenplan vorgesehen.

**Balkenplan zum Arbeitsplan: Arbeitspaket 1330**  
(Meilensteine ↑)

in Teilaufgabe	1. Jahr											2. Jahr											3. Jahr																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36					
<b>1. Formulierung Simulationsglgn.</b>	█																																								
<b>2. Implementierung in CAA-Verfahren</b>																																									
Entwicklg Randbed. + num. Dämpfer																																									
Implementierg. der Formuliergen.																																									
	↑ Meilenstein 2.1																																								
<b>3. Bewertung der Implementiergn.</b>																																									
Def./Referenzlösgn. Verifikat.-Beispiele																																									
Durchführg. Simul., Vergl. d. Implement.																																									
	↑ Meilenstein 3.1																																								
Bewertg., Auswahl, Optimierung																																									
<b>4. Verfahrensvalid. an Modellström.</b>																																									
Def. Validier.-exp., RANS-Ström.-simul.																																									
	↑ Meilenstein 4.1																																								
CAA-Simulation zu 1. Validierungsfall																																									
	Meilenstein 4.2 ↑																																								
CAA-Simul. Geom.-Variat.+ Bewertung																																									
<b>5. Dokumentation</b>																																									

Projektplanung AP 1330 anhand des Balkenplans.

4. wissenschaftlich-technischer Stand, an den angeknüpft wurde

Eine methodisch fundierte Lärmvorhersage an Fahrzeugen war zum Zeitpunkt des Projektbeginns praktisch nicht existent. Die Verfahren beschränkten sich i.d.R. auf empirische Schätzformeln und waren somit ausschließlich für spezielle technische Einzelprobleme verwendbar. Aus Frankreich und Deutschland waren erfolgreiche Forschungsinitiativen zur CAA bekannt. Auf einem luftfahrtbezogenen Gebiet (Umströmungsgeräusche an Tragflügeln) hat in Deutschland hauptsächlich das DFG/DLR-Verbundvorhaben SWING aus DLR und Universitäten dazu beigetragen, die neuen Verfahren aufzuarbeiten, zu implementieren und praktisch beherrschen zu lernen. Die Erfahrungen insbesondere aus dem Projekt SWING und seinem Nachfolgeprojekt SWING+ definierten zumindest in Deutschland den Stand, von dem aus für das vorliegende Projekt aufgesetzt werden konnte. Eine Erweiterung dieser zum Zeitpunkt des Projektbeginns verfügbaren Schallquellsimulationsverfahren auf andere Verkehrsmittel als Verkehrsflugzeuge, insbesondere auch die Entwicklung zu einem Entwurfswerkzeug, war noch zu leisten.

Folgende Verfahren wurden zur Bearbeitung des Vorhabens eingesetzt:

- Visualisierungsprogramm Tecplot 10.0-2-24 mit Lizenznummer L04807
- RANS-Löser FLOWer, DLR-Eigenentwicklung

- CAA-Code PIANO, DLR-Eigenentwicklung
- Gitter-Logik-Generator Logic, DLR-Eigenentwicklung
- Netzgenerierer MEGACADS, DLR-Eigenentwicklung
- CFD-CAA Interpolationsprogramm Interpol, DLR-Eigenentwicklung
- FORTRAN-Routine "Spectrm" aus "Numerical Recipes"
- Xmgrace, 2.2.2 zur Auswertung von Ergebnissen (Public Domain)
- Gnuplot zur Auswertung von Ergebnissen (Public Domain)

Darüber hinaus wurden keine Programme eingesetzt.

Als Informationsdienste wurde die Bibliothek des DLR und wissenschaftliche Zeitschriften (Online-Zugang für DLR Mitarbeiter) genutzt. Eine ausführliche Liste der verwendeten Literatur ist im technischen Bericht unter II.1 angegeben.

#### 5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Im Rahmen des Projekts wurde mit folgenden Einrichtungen zusammengearbeitet (Kooperationspartner):

- Technische Universität Dresden, Prof. Költzsch, Dipl.-Ing. Zeibig, Dipl.-Ing. Bauer, Hr. Achilles, Hr. Windisch
- Fraunhofer-Institut für integrierte Schaltungen, Dipl.-Phys. Wilde
- EADS München, Dr. Grünwald, Hr. Basel, Hr. Kolb

## II Eingehende Darstellung

### 1. Erzieltes Ergebnis

vgl. technischer Bericht II.1

### 2. Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere Verwertbarkeit des Ergebnisses

Die Ergebnisse haben gezeigt, dass erste einfache fahrzeugspezifische Umströmungsgeometrien mit dem vorgesehenen Rechenansatz berechnet werden konnten. Damit ist ein Anwendungsgebiet eröffnet, das über die bislang nur in der Luftfahrt bearbeiteten Probleme weit hinausreicht. Zunehmend werden Umströmungsgeräusche nicht nur an Kraftfahrzeugbauteilen von Bedeutung sein, sondern auch an Schienenfahrzeugen, wenn das Rad-Schiene Geräusch durch Entwurf neuer Untergestelle gelöst ist. Bei zunehmenden Fahrgeschwindigkeiten wird das Strömungsgeräusch, das mit der sechsten Potenz anstatt der dritten Potenz beim Rad-Schiene-Problem wächst, alle anderen Geräuschquellen dominieren. Die hier entwickelten aeroakustischen Vorhersage- bzw. Entwurfs- oder Bewertungsverfahren können einen wesentlichen Beitrag bei der aeroakustisch günstigen Gestaltung neuer Fahrzeuggeometrien leisten. Allerdings ist zu vermerken, dass im vorliegenden Projekt zunächst nur das Funktionieren der Rechenverfahren demonstriert werden konnten. Auch konnten bestehende Schwachpunkte aufgezeigt werden. Es gilt einerseits diese zu beseitigen; andererseits muss auch dafür gesorgt werden, dass die Verfahren im Sinne einer industriellen Nutzung anwendungsreif gemacht werden, das heißt z.B. einfacher handhabbar sein müssen. Mit diesen Voraussetzungen ist eine Einführung der Verfahren in der Fahrzeugindustrie realistisch und sollte vorangetrieben werden. Eine zumindest Vorauswahl von unterschiedlichen Entwürfen hinsichtlich des Umströmungslärms auf rein rechnerischem Wege ist von großem Vorteil in der Anwendung, weil erhebliche Kosten und auch prinzipielle Probleme bei aeroakustischen Versuchen vermieden würden. Während es zweifelsohne immer noch günstiger ist, ein bestehendes Gerät oder eine Komponente unter verschiedenen Betriebsbedingungen in einem Windkanal zu testen, um ganze Kennlinien zu ermitteln, ist es beim Entwurf von Komponenten i.d.R. günstiger, Simulationsverfahren einzusetzen. Denn die Veränderung von Geometrien an Windkanalmodellen ist meistens sehr kostspielig und zeitraubend. Die Nutzung der aeroakustischen Simulationsverfahren wird so gesehen –je nach Ziel- in der intelligenten Kombination mit dem Versuch bestehen.

### 3. Während es Projekts bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Auftrags bei anderen Stellen

Kommerzielle CFD-Anbieter bieten zunehmend Code-Varianten mit "Aeroakustikoption" an. Derzeit besteht aus wissenschaftlicher Sicht großes Bedenken hinsichtlich der Güte dieser Simulationsoptionen. Sehr häufig basieren die Vorhersagen auf der Lösung der Integralgleichungen nach Ffowcs-Williams und Hawkings. Allerdings erfordern diese Verfahren eine Eingabe von turbulenten Fluktuationen, deren Simulation sehr teuer sind; auch Grobstruktursimulationen oder Detached Eddy Simulationen sind als Berechnungsverfahren für turbulent schwankende Strömungsfelder noch nicht wirklich sicher anwendbar. Sie führen nur bei extremer räumlicher Auflösung (und dann auch nicht immer) zu brauchbaren Turbulenzdaten mit entsprechend hohem Rechenaufwand. Häufig werden Spektren von simulierten Oberflächendruckschwankungen im Vergleich zu Messungen gezeigt. Es ist allerdings keinesfalls sicher, dass die Schallabstrahlung auf der Basis solcher Daten funktioniert. Der Grund hierfür liegt darin, dass ein Großteil der Oberflächendruckschwankungen, etwa an der Seitenscheibe eines Kfz nicht abgestrahlt werden und nur aus Pseudoschallanteilen bestehen. Diese Anteile verdecken unter Umständen die für die Abstrahlung relevanten Druckanteile. So gesehen besteht eine deutliche Entwicklungstätigkeit bei kommerziellen CFD-Softwareherstellern in Richtung Lärmvorhersage, allerdings bislang noch nicht mit überzeugenden Ergebnissen.

### 4. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen der FE-Ergebnisses

Erfolgt:

Sabanca, M.; Delfs, J.:

"Numerische Untersuchung des Eigenschwingungsverhaltens von generischen Profilen mit Hilfe der CAA",  
DAGA Tagung, München 14.-17. März 2005, Tagungsband noch nicht veröffentlicht.

Zeibig, A.; Achilles, S.; Wilde, A.; Sabanca, M.; Delfs, J.:

"Aeroacoustic measurements and validations of numerical simulations for the case of a generic vehicle structure",  
eingereicht zur Präsentation bei ICSV, Lissabon, 2005.

Geplant:

Nach der Auswertung aller Ergebnisse ist vorgesehen, im "International Journal of Aeroacoustics" zu  
veröffentlichen, und zwar:

Wilde, A.; Sabanca, M.; Delfs, J.; Zeibig, A.:

"Part I: Numerical and Experimental Investigation of Sound Propagation for Self Excited Oscillations"

Sabanca, M.; Delfs, J.; Wilde, A.; Bauer, M.; Kolb, S.; Basel, B.:

"Part II: Effect of Boundary Layer Thickness and of Form on the Sound Propagation Characteristics of a Forward  
Facing Step"

### III Erfolgskontrollbericht

ZE: DLR- Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.	Förderkennzeichen: 19 U 1074 C
Vorhabenbezeichnung: Akustische Simulationsverfahren, TP 1330 : Strömungsgeräusch –aeroakustische Bewertung	
Laufzeit des Vorhabens: 01.10.2001 bis 30.09.2004	

#### 1. wissenschaftlich-technisches Ergebnis des FE-Auftrags, Nebenergebnisse, Erfahrungen

Das Projektziel wurde erreicht: auf der Basis eines beim DLR bestehenden numerischen linearen Simulationsverfahrens zur Berechnung von Umströmungsgeräuschen bei Hochauftriebskomponenten an Flugzeugtragflügeln wurde ein Verfahren entwickelt, mit dem eine akustische Bewertung von umströmten Bauteilen an Fahrzeugen auf rein rechnerischem Wege vorgenommen werden kann. Eine Reihe von für die weitere Entwicklung der CAA-Verfahren wesentlichen Nebenergebnisse konnte erzielt werden: (i) Störungssimulationen müssen in der Tat nichtlinear ausgeführt werden für Probleme, bei denen selbsterregte Schwingungen des Nachlaufs auftreten, (ii) die Nutzung von Störungsgleichungen für nichtviskose Stördynamik erfordert bei Problemen mit selbsterregten Schwingungen zwingend die Einführung einer Wanddämpfung der Geschwindigkeitsstörungen, dann aber kann ihr Rechenzeitvorteil gegenüber viskosen Störungssimulationen genutzt werden, (iii) relexionsarme Ausströmrandbedingungen auf der Basis der „Sponge-layer“ arbeiten auch zufrieden stellend bei nichtlinearen Störsimulationen und sind zudem robust, (iv) numerische Filter zeigen deutliche Vorteile gegenüber dem künstlich-selektivem Dämpfen von unteraufgelösten Störanteilen, (v) eine spezielle Filterung an Wandpunkten musste entwickelt werden, um in allen Fällen stabile Simulationen zu erhalten.

Insgesamt sind wichtige Erfahrungen auf dem Gebiet der Vorhersage von Umströmungslärm an Fahrzeugstrukturen gemacht worden. Die Gelegenheit, im Rahmen des Projekts an aeroakustischen Aufgabenstellungen verschiedenster Art arbeiten zu können, hat das Wissen um den Gültigkeitsbereich von numerischen Parametern wesentlich erweitert. Es hat sich wieder einmal gezeigt, dass selbst bei vermeintlich stark vereinfachten Problemen höchst komplexe Phänomene mit z.T. verblüffenden Ergebnissen auftreten können (z.B. Wechsel von Schwingungsformen bei kleinen Änderungen der Geometrie an der untersuchten Strebenstruktur). Die Ergebnisse der Simulationen für die Strebe zeigen zwar (wie erwartet) selbsterregte Schwingungen des Nachlaufs; allerdings gibt es hierzu Verbesserungsbedarf hinsichtlich der korrekten Frequenzlage der vorhergesagten Töne. Möglicherweise könnten dreidimensionale Simulationen die Abweichungen zu den Experimenten erklären, in denen die 3D-Situation des Versuchsaufbaus genauer wiedergeben würde. Da festgestellt wurde, dass die selbsterregten Schwingungen von der Wahl des Turbulenzmodells in der Strömungsrechnung abhängen, müssen offenbar für aeroakustische Rechnungen die jeweils höchstwertigen verfügbaren Turbulenzmodelle eingesetzt werden.

#### 2. Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen und erteilte Schutzrechte

Sind im Rahmen des Projekts nicht erfolgt, waren allerdings auf Grund der Natur der Aufgaben auch nicht zu erwarten. Schutzrechte Dritter wurden während der Tätigkeiten nicht berührt.

#### 3. Wirtschaftliche Erfolgsaussichten nach Auftragsende

Die Autoindustrie hat z.T. Interesse an dem neuen Rechenverfahren des DLR gezeigt. Ein bilaterales Projekt zur numerischen Simulation von Windgeräuschen an Kfz wurde schon während der Laufzeit des FE-Auftrags gemeinsam begonnen. Die Arbeiten werden einerseits eine positive Rückwirkung auf die Anwendungen in der Luftfahrt haben, aus der die Basis für das Verfahren ursprünglich genommen wurde. Andererseits wächst die Bedeutung von aerodynamischen Geräuschen an Kraftfahrzeugen und schnellem Zugverkehr derart, dass eine Beauftragung zu numerischen Vorhersageproblemen bis hin zur Übernahme der Rechenverfahren in der

Fahrzeugindustrie bei weiterer Steigerung der Benutzerfreundlichkeit in 3 Jahren denkbar ist. Auch die Anwendung der hier entwickelten nichtlinearen Störungssimulation in anderen Bereichen mit abgelösten Strömungsfeldern wie Klimaanlage Rohrsysteme etc. ist hochwahrscheinlich. Das Vorhaben hat hierzu eine hervorragende Basis geschaffen.

#### **4. wissenschaftlich-technische Erfolgsaussichten nach Auftragsende**

Dem technischen Bericht unter I, II und den Zwischenberichten ist zu entnehmen, dass eine ganze Reihe von „wissenschaftlichen Hürden“ zu überwinden war, um das Simulationsverfahren für hochabgelöste Strömungen lauffähig zu machen. Das infolge des Vorhabens gewonnene Wissen um ganz essentielle Details bei der Implementierung des Verfahrens und das in der Anwendung auf die Testfälle gewonnene Know-How stellen einen Vorsprung auf dem Gebiet gegenüber anderen Gruppen dar. Verblüffenderweise hat sich herausgestellt, dass die Hinzunahme der Nichtlinearität in der Beschreibung der Stördynamik nur unwesentlich erhöhte Rechenzeiten nach sich zieht. Damit ist es sinnvoll, die Methode als neuen verallgemeinerten Ansatz für aeroakustische Simulationen in der Computational Aeroacoustics (CAA) zu nehmen. Es eröffnen sich hiermit wissenschaftliche Arbeitsgebiete in anderen Anwendungszweigen, wie z.B. die turbulenzbedingte Schallerzeugung in Strömungskanälen (Klimaanlagen, Abgasrohre, etc.), bis hin zu Resonanzphänomenen in solchen Strömungen. Das im Rahmen des Projekts so erweiterte Simulationsverfahren stellt eine geeignete Basis für eine neue stochastische Turbulenzmodellierung für die Beschreibung der Quellen dar.

#### **5. wissenschaftliche/wirtschaftliche Anschlussfähigkeit**

Das Vorhaben hat eine erste Version eines Simulationsverfahrens zur akustischen Bewertung von umströmten Fahrzeuggeometrien hervorgebracht. Es erlaubt definitionsgemäß einen Vergleich von unterschiedlich gestalteten Fahrzeuggeometrien hinsichtlich ihrer Schallabstrahlung (also eine Relativaussage unter verschiedenen Alternativen) und kann damit bereits als Entwurfswerkzeug dienen. Eine Absolutvorhersage des erzeugten Schalls ist hiermit noch nicht möglich. Diese bedarf einer weitergehenden Modellierung der schallerzeugenden Turbulenz. Ansatzpunkte hierzu bestehen und eine Kombination mit dem jetzt bereit stehenden CAA-Verfahren würde hier mit hoher Wahrscheinlichkeit zum Erfolg führen. Auf der Basis eines solchen Verfahrens wäre dann nicht nur die akustische Entwurfsunterstützung möglich, sondern die Direktvorhersage des tatsächlich erzeugten Schalls. Die Möglichkeiten reichen dann langfristig bis zu einer virtuellen Lärmzertifizierung von Fahrzeugen oder z.B. die Auswirkung von baulichen Veränderungen auf die Lärmzertifizierung eines Fahrzeugs.

#### **6. Arbeiten, die zu keiner Lösung geführt haben**

Auf dem Wege zu dem mit Abschluss des Projekts bestehenden nichtlinearen Störungsverfahren PIANO des DLR mussten verschiedene Ansätze für Detailprobleme verworfen werden, bis eine robust lauffähige Version implementierbar war. Darunter waren: (i) Herkömmliche numerische Filterung an Wandpunkten hatte bei Testfall „Vorwärts geneigte Stufe“ versagt; die neue Filtertechnik führt auch hierfür zu korrekten Ergebnissen, (ii) ein im Laufe des Projekts erdachter Ansatz für eine neue reflexionsarme Randbedingung bei nichtlinearen Störungen erwies sich zwar als funktionsfähig, aber bei relativ hohem Implementierungsaufwand als nicht wesentlich besser im Vergleich zu der bis dahin verwendeten asymptotischen Bedingung. Alle im Arbeitsplan vorgesehenen Aufgaben konnten im Wesentlichen gelöst werden.

#### **7. Präsentationsmöglichkeiten für mögliche Nutzer**

Nicht zutreffend.

#### **8. Einhaltung der Kosten- und Zeitplanung.**

Die Arbeiten konnten (vgl. Zwischenberichte) ohne wesentliche Abweichungen vom Rahmen der ursprünglichen Kosten- und Zeitplanung durchgeführt werden. Der Kostennachweis wurde bereits übermittelt.

Teil II.1  
Abschlussbericht zum Arbeitspaket 1330  
Numerisches Verfahren zur strömungsakustischen  
Bewertung turbulent umströmter Geometrien  
(Fahrzeugstrukturen)  
im Rahmen des Verbundprojekts 1300  
“Akustische Simulationsverfahren”  
im Forschungsverbund “Leiser Verkehr”

---

---

Sabanca M., Delfs J.

27. April 2005

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V (DLR),  
Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik (AS),  
Technische Akustik (TA)  
Lilienthalplatz 7 D-38108 Braunschweig, Deutschland  
Tel: +49-531-295 2176  
Fax: +49-531-295 2320  
E-Mail: Murat.Sabanca@dlr.de



# 1 Zusammenfassung

Für die Nutzung bei der Vorhersage von Strömungsschall an Fahrzeugstrukturen wurde ein beim DLR bestehendes numerisches Simulationsverfahren namens PIANO erweitert. Dieses sog. CAA-Verfahren simuliert unter Verwendung eines hochauflösenden Finite Differenzenverfahrens die Dynamik von Störungen eines zuvor berechneten quasi-stationären turbulenten Strömungsfeldes. Die Erweiterung bestand darin, die Stördynamik von linearen (unendlich kleinen) auf nichtlineare (endliche) Störungen mit allen Implikationen (Feldgleichungen, Randbedingungen, Dämpfung etc.) zu verallgemeinern. Das erweiterte Verfahren wurde anhand von numerischen Test positiv verifiziert. Schließlich wurde das Verfahren auf zwei Validierungstestfälle angewendet ("umströmter Strebe bestehend aus Halbzylinder mit Heckdreikant" und "umströmte vorwärts geneigte Stufe").

Wie erwartet wurden selbsterregte Schwingungen bei der Kurzausführung der Strebe vorhergesagt, verbunden mit einer dipolartigen Abstrahlung von Schall. Eine Verschallung der Strebe führt nach den Simulationen zu einer deutlichen Reduktion der Schwingung; sie setzt allerdings nie ganz aus. Zwei unterschiedliche Selbsterregungsmechanismen wurden gefunden: eine klassische Nachlaufinstabilität vom von Karman'schen Typ und akustisch bedingter Rückkopplungsmechanismus, der dem von Hohlraumschwingungen ähnlich ist.

Die für die Stufe durchgeführte Variation der Geschwindigkeiten ergab eine nach Curle erwartete Abhängigkeit der Schallintensität von etwa der sechsten Potenz (5.8) der Anströmgeschwindigkeit. Eine Variation der Kantenrundung zeigte für tiefe Frequenzen, dass je größer der Krümmungsradius an der Stufe ist, die Schallabstrahlung merklich absinkt. Die Abstrahlcharakteristik für tiefe Frequenzen folgt einem in Strömungsrichtung liegenden Dipol.

## 2 Einleitung

Verkehrslärm entsteht zu einem wesentlichen Anteil aerodynamisch, und zwar bei schneller Bewegung eines Fahrzeugs, das infolgedessen turbulent umströmt wird. Bei typischen Geschwindigkeiten heutiger Verkehrsmittel (bis hin zum Hochgeschwindigkeitsverkehr) liegen subsonische Strömungen geringer Machzahl vor. Das hierbei entstehende Umströmungsgeräusch ist nicht in erster Linie bedingt durch das Eigengeräusch der Turbulenz, sondern die Interaktion der turbulenzbedingten Wirbelstärkestörungen mit den konstruktiven Besonderheiten der Fahrzeuggestalt. Damit sind einerseits Orte starker Geometrieänderung (Kanten, Schlitze, Ecken, Vorsprünge, Stufen, etc.) gemeint, an denen die turbulenten Druckschwankungen eine Beugung erfahren und damit sehr effizient in Schall gewandelt werden. Andererseits führen auch starke Beschleunigungen oder Verzögerungen sowie Ablösungen des Strömungsfeldes zu einer effizienten Abstrahlung von wirbelstärkebedingtem Lärm. Eben diese Quellmechanismen können heute mit den modernen numerischen Methoden der "Computational Aeroacoustics" (CAA) am Rechner simuliert werden. Die Verallgemeinerung dieser neuartigen, derzeit in der Luftfahrtforschung entstehenden CAA-Verfahren zur Anwendung für bodengebundene Verkehrsmittel stand aus, eröffnete aber die Möglichkeit zum rechnergestützten, lärmarmen Entwurf.

### 3 Aufgabenstellung

Gesamtziel des Vorhabens war die Konzeptionierung, Entwicklung, Implementierung, Verifizierung, Validierung und der Funktionsnachweis zu einem neuartigen numerischen Rechenverfahren, mit dem die Gestalt von typischen umströmten Fahrzeugbauteilen akustisch bewertet werden kann. Das heißt, dass mit Hilfe des Rechenverfahrens die Auswirkung von Geometrieänderungen auf die Schallerzeugung quantifizierbar sein sollte.

Im Rahmen des Arbeitspakets AP 1330 "Numerisches Verfahren zur strömungsakustischen Bewertung turbulent umströmter Geometrien (Fahrzeugstrukturen)" des Verbundprojekts 1300 "Akustische Simulationsverfahren" im Forschungsverbund "Leiser Verkehr" bestand die Aufgabe, ein aeroakustisches Rechenverfahren des DLR für die Anwendung bei Fahrzeugströmungen zu erweitern und an Testfällen zu erproben. Das erweiterte Rechenverfahren war auf der Basis des existierenden CAA-Verfahrens PIANO aufzubauen. PIANO war zum Zeitpunkt des Projektbeginns ein hochauflösendes, für die Anforderungen der Strömungsakustik optimiertes Finite Differenzen Verfahren hoher Ordnung zur Simulation *kleiner* instationärer Störungen eines zuvor berechneten quasi-stationären turbulenten Strömungsfelds. Als blockstrukturiertes Verfahren für körperangepasste Rechenetze löste PIANO hierfür die linearisierten Eulergleichungen, die im Grenzfall die Dynamik von unendlich kleinen, nichtviskosen Störungen beschreiben. Für eine Verwendung des Störungsgleichungskonzepts im Bereich der Fahrzeugströmungen, bei denen an zahlreichen umströmten Geometriekomponenten Strömungsablösungen auftreten, mussten endliche, d.h. nichtlineare Störungen simuliert werden. Hieraus definierte sich die erste Hauptaufgabe des Vorhabens, nämlich die Ableitung und Implementierung nichtlinearer Störungsgleichungen. Die Korrektheit der Implementierung sollte anhand von ausgewählten Beispielen verifiziert werden.

In der zweiten Hauptaufgabe des Vorhabens war die Validität des Rechenkonzepts mit nichtlinearen Störungsgleichungen anhand eines Vergleichs mit Windkanalexperimenten zu prüfen.

### 4 Code-Implementierungs- und Verifikationsarbeiten

Die Erweiterung des Verfahrens auf nichtlineare Störungen, d.h. solche von endlicher Signalstärke, war der wesentliche Inhalt der Arbeiten in den Teilaufgaben 1, 2 und 3 des AP 1330. Alle hiermit zusammenhängenden Arbeiten sind im folgenden beschrieben.

#### 4.1 Formulierung der Simulationsgleichungen

Die nichtlinearen Störungsgleichungen wurden in verschiedenen Schreibweisen abgeleitet und hinsichtlich ihrer Eignung für eine Implementierung im numerischen Schema bewertet. Am Ende wurde eine Formulierung ausgewählt.

Als Hauptvarianten wurde die quasi-konservative Formulierung (Störvariablen Dichte  $\rho'$ , Massenstromvektor  $\vec{m}'$  und die primitiven Formulierung einander gegenüber gestellt. Die ursprünglich ebenfalls in Erwägung gezogene konservative Schreibweise wurde bereits schnell verworfen,

da die für akustische Rechnungen wesentlichste Größe "Schalldruck" nicht Teil des verwendeten Variablensatz ist und indirekt aus anderen Größen bestimmt werden muss.

Die primitive Schreibweise ergibt:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \vec{v}' \cdot \nabla \rho_0 + (\vec{v}_0 + \varepsilon \vec{v}') \cdot \nabla \rho' + \rho' \nabla \cdot \vec{v}_0 + (\rho_0 + \varepsilon \rho') \nabla \cdot \vec{v}' = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} + \vec{v}' \cdot \nabla \vec{v}_0 + (\vec{v}_0 + \varepsilon \vec{v}') \cdot \nabla \vec{v}' + \frac{1}{\rho_0} (1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) \nabla p' - \frac{\rho'}{\rho_0^2} \nabla p_0 = \vec{f},$$

$$\frac{\partial p'}{\partial t} + \vec{v}' \cdot \nabla p_0 + (\vec{v}_0 + \varepsilon \vec{v}') \cdot \nabla p' + \gamma [p' \nabla \cdot \vec{v}_0 + (p_0 + \varepsilon p') \nabla \cdot \vec{v}'] = 0. \quad (2)$$

Dabei ist  $\vec{f}$  eine beliebige externe Kraft.

Die quasi-konservative Schreibweise hat folgende Form:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \nabla \cdot \vec{m}' = 0$$

$$\frac{\partial \vec{m}'}{\partial t} + \nabla \cdot \left\{ -\rho' (1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) \vec{v}_0 \vec{v}_0 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0} (\vec{m}' \vec{v}_0 + \vec{v}_0 \vec{m}') + \frac{\varepsilon}{\rho_0} \vec{m}' \vec{m}' \right\} + \nabla p' = \vec{f}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p'}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} (1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) (\vec{m}' - \rho' \vec{v}_0) \cdot \nabla p_0 + [(1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) \vec{v}_0 + \varepsilon \frac{\vec{m}'}{\rho_0}] \cdot \nabla p' + \\ \gamma p' \nabla \cdot [(1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) \vec{v}_0 + \varepsilon \frac{\vec{m}'}{\rho_0}] + \gamma p_0 \nabla \cdot [(1 - \varepsilon \frac{\rho'}{\rho_0}) (\frac{1}{\rho_0} (\vec{m}' - \rho' \vec{v}_0))] = 0 \end{aligned}$$

Es hat sich herausgestellt, dass trotz des günstigen Umstands, dass die quasi-konservative Schreibweise eine inhärent lineare Massenbilanzgleichung enthält, ein erheblicher Nachteil dieses Gleichungssatzes besteht. Zahlreiche, in der Druckgleichung entstehende Zusatzterme erfordern eine erhöhte Anzahl an Elementaroperationen bei der Auswertung eines jeden Zeitschrittes. Dieses hat eine ungünstige Auswirkung auf die Rechenzeit. Dabei ergibt sich keine signifikante Änderung in der Genauigkeit des Ergebnisses im Vergleich zur primitiven Schreibweise. Damit ist die primitive nichtlineare Schreibweise als geeignetste für die Verfahrenserweiterung ausgewählt worden.

## 4.2 Verifikation der nichtlinearen Störungsgleichungen

Zur Überprüfung der korrekten Ableitung der nichtlinearen Störungsgleichungen und einer korrekten Implementierung in das Simulationsverfahren wurde ein Verifikationstestfall aufgesetzt. In diesem Test wird die zeitliche Entwicklung des Drucks, Dichte und Geschwindigkeitsfelds eines Oseen-Wirbels in ruhender Umgebung betrachtet (siehe Gl. 3). Die Störungsgrößen dieses Wirbels können analytisch beschrieben werden. Die tangentielle Geschwindigkeit des Wirbels ist

$$v_\theta = \underbrace{v_\theta^0}_{=0} + \varepsilon v'_\theta = \varepsilon \sqrt{\varepsilon \ln 4} \frac{r}{h} e^{-\frac{r^2}{h^2} \ln 2}. \quad (3)$$

Dabei ist  $r = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$  die Radiuskoordinate,  $x_0 = y_0 = 0$  die Position des Wirbelkernes und  $h = 6$  die charakteristische Abmessung des Wirbels (etwa Wirbelkernradius). Aus den Euler-Gleichungen und der Isentropieannahme ( $\rho = (\gamma p)^{1/\gamma}$ ) erhält man für das Druck- und Dichtefeld des Wirbels

$$p = \underbrace{p^0}_{=p_\infty} + \varepsilon p'_{\text{exact}} = p_\infty + \gamma^{-1} \left\{ \left[ 1 - \varepsilon^2 \frac{1-\gamma}{2} \exp\left(1 - \frac{r^2}{h^2} \ln 4\right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right\} \quad (4)$$

Da die Euler-Gleichungen in PIANO nur bis zur zweiten Ordnung in  $\varepsilon$  gelöst werden, kann man sinnvollerweise nicht den exakten Druck  $p'_{\text{exact}}$  sondern nur den entsprechenden Term seiner Taylorentwicklung mit den Rechenergebnissen vergleichen. Eine Taylorentwicklung des Druckes bis zur zweiten Ordnung ergibt

$$\varepsilon p'_2 = 1 - \sqrt{1 + \varepsilon^2 \exp\left(1 - \frac{r^2}{h^2} \ln 4\right)} = p'_{\text{exact}} - O(\varepsilon^3) \quad (5)$$

Abb. (1) zeigt die zeitliche Entwicklung des Fehlers  $|p'_{\text{num}} - p'_2|$  entlang eines Schnittes durch

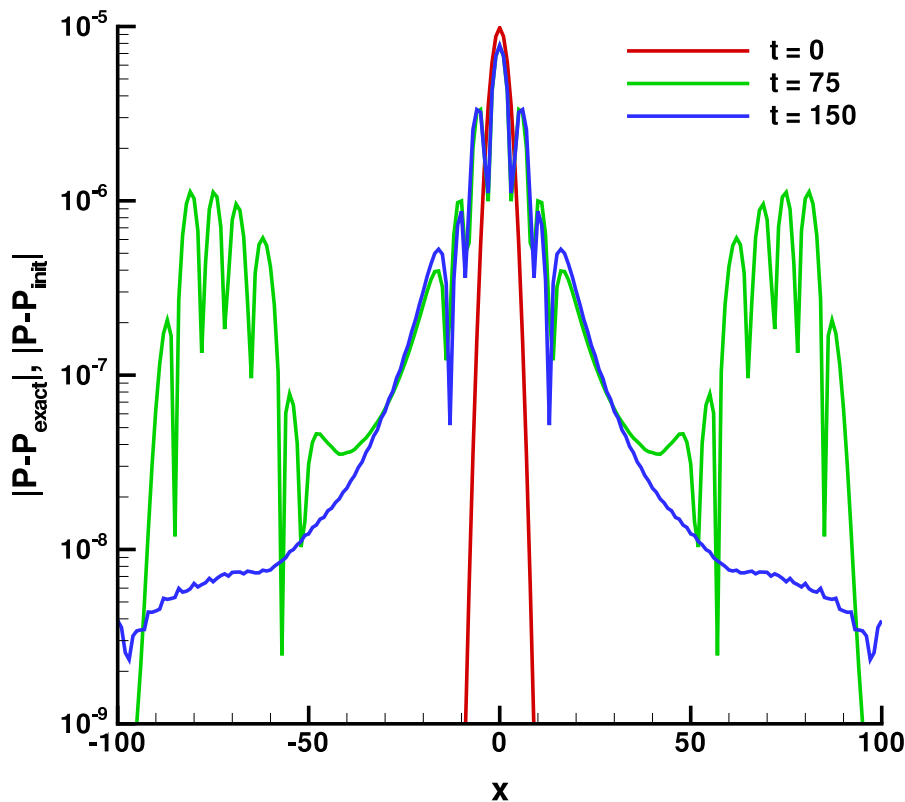


Abbildung 1: Zeitliche Entwicklung des Druck Fehlers des nichtlinearen Wirbels (ohne Dämpfung oder Filterung).

das Zentrum des Wirbels für eine typische Gitterauflösung einer CAA Rechnung. Das quadratische Rechengebiet hat eine Ausdehnung von  $-100 \leq x \leq 100$  und  $-100 \leq y \leq 100$  mit einer Gitterweite von  $\Delta x = \Delta y = 1$ . Der Parameter wurde  $\varepsilon = 0.1$  gesetzt. Mit der Bezeichnung  $t = 0$  ist der Abbruchfehler der Taylorentwicklung (Restglied)  $|p_{exact} - p_2|$  zusätzlich eingetragen. Die Simulation erfolgte ohne Dämpfung oder Filterung. Nach Beginn der Rechnung breiten sich Störungen radial aus. Das Maximum der Störungen ist jedoch immer kleiner als das Maximum des Restgliedes. Aus den Ergebnissen dieses Tests kann geschlossen werden, dass a) die Implementierung der nichtlinearen Terme korrekt war, und b) dass bei typischer Gitterauflösung eine Hinzunahme noch höherer Glieder der Taylorentwicklung keinen Vorteil mehr erwarten ließe, weil die numerischen Fehler bereits in der Größenordnung des Restgliedes der Taylorentwicklung liegen. Mit dieser Analyse kann die Implementierung als verifiziert betrachtet werden.

### 4.3 Numerische Dämpfung/ numerische Filterung

Es ist bekannt, dass die Nichtlinearität in den Impulsgleichungen kaskadenartig kurzweilige Störanteile produziert, die bei einer gegebenen Rechengitterweite zur Unterauflösung von Signalanteilen führt. Bei nichtviskosen Störungsgleichungen, wie im vorliegenden Fall, muss ein numerischer Dämpfungs- oder Filterterm dafür sorgen, dass unteraufgelöste Störanteile aus der Lösung entfernt werden, weil sonst die Gefahr einer nichtlinearen numerischen Instabilität droht. Für die linearisierten Eulergleichungen haben Tam und Dong einen frequenzselektiven Dämpfungsterm entwickelt, der vielfach in der CAA eingesetzt wird. Dieses ist ein Senkenterm, der zusätzlich in das Störungsgleichungssystem aufgenommen wird. In jedem Zeitschritt des Rechenverfahrens wird dieser Dämpfungsterm ausgewertet. Eine potenziell kostengünstigere Alternative zum Dämpfungsterm besteht in der digitalen Filterung. Hier werden keine Zusatzterme in den Gleichungen verwendet, sondern das Feld der berechneten Größen wird nach jedem  $n$ 'ten Zeitschritt mit einem Filteroperator so geglättet, dass ebenfalls die unteraufgelösten, kurzweiligen Störanteile entfernt werden und längswellige Anteil bestehen bleiben.

Das "artificial selective damping" nach Tam und Dong wurde an einem nichtlinearen Beispiel getestet, das analytisch exakt beschrieben werden kann (freier Oseenwirbel, vgl. 4.2). Nur aufgrund der Wirkung des numerischen Dämpfers wächst der numerische Fehler im Druckfeld des Wirbels um 3 Größenordnungen im Vergleich zur Lösung ohne Dämpfung. Dieses zeigt sich an der  $L_2$ -Norm des Fehlers:

$$L_2(p) = \sqrt{\frac{1}{NM} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M p'_{ij}^2}$$

wobei  $N$ , bzw.  $M$  die Anzahl der Gitterknoten in den zwei Indexrichtungen des Gitters bezeichnen und  $p'_{ij}$  die Druckstörung am Gitterknoten  $(i, j)$ . Beim Übergang auf Filterung reduziert sich dieser Fehler signifikant. Zwei verschiedene Filter wurden erprobt, und zwar eine Filterung mit sechster und achter Ordnung. Die Filterung sechster Ordnung reduziert den Fehler auf 2 Größenordnungen (vgl. Abb. 2). Die Filterung achter Ordnung verbessert die Situation weiter, jedoch nur im Falle von Einblocknetzen. Denn an den Grenzen von blockstrukturierten Netzen kann wegen des gegenüber dem Differenzenverfahren (DRP) räumlich weiter ausladenden numerischen Filteroperators auf den Blockgrenzen selbst keine Filterung erreicht werden; hierdurch tauchen

neue Probleme (Signalstörungen) auf. Aus Praktikabilitätsgründen wurde daher der Filter sechster Ordnung gewählt. In einem letzten Verbesserungsschritt wurde ein impliziter Filter (Pade-Filter) implementiert, der die Frequenzselektivität noch weiter erhöhte.

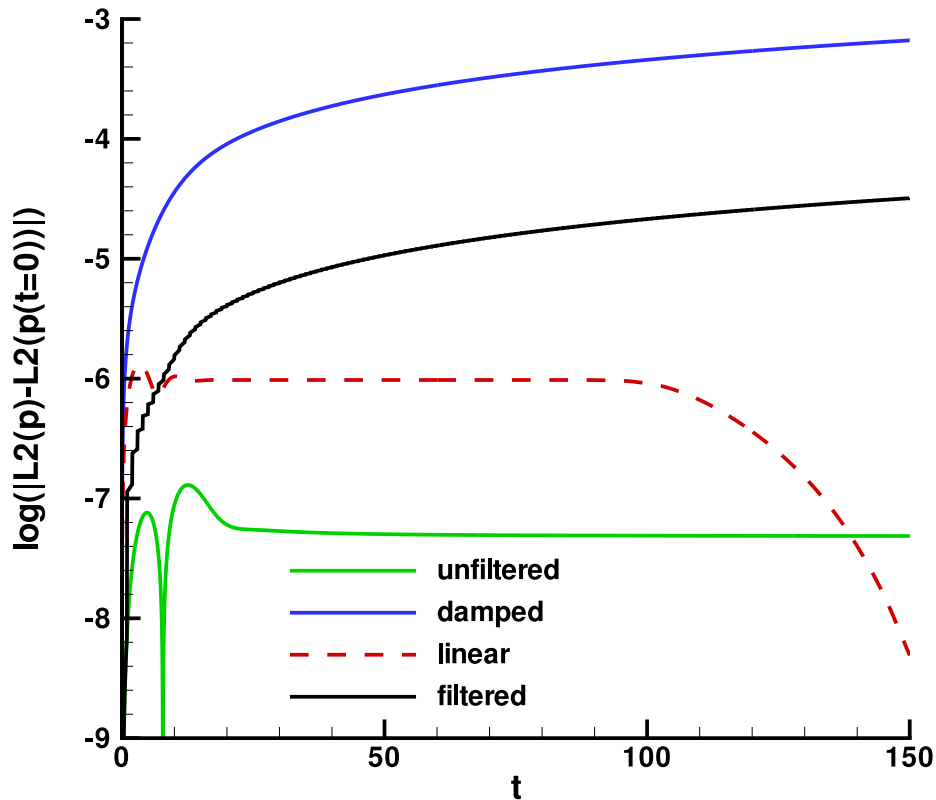


Abbildung 2: Zeitliche Entwicklung des Fehlers  $L_2$  des nichtlinearen Wirbels mit und ohne Einfluß der Dämpfung bzw. Filterung.

#### 4.4 Randbedingungen

Bei der Implementierung von Randbedingungen für die nichtlineare Form der Störungsgleichungen war nach Wandrandbedingungen und Freifeldrandbedingungen zu unterscheiden.

An den Berandungen der umströmten Körpern hat die kinematische Strömungsbedingung zu gelten, d.h.

$$\vec{n} \cdot \vec{v} = 0$$

Wobei  $\vec{n}$  einen Normalenvektor auf dem jeweiligen Oberflächenelement bedeutet. Diese Bedingung direkt zu verwenden, generiert numerische Signalstörungen nahe der Wand. Die Wandnormalenbedingung wird über das "Ghostpoint-Konzept" von Tam und Dong eingebracht. Die

Erweiterung des Ghostpoint-Konzepts auf nichtlineare Störungen ergibt als Gleichung für den Druck auf der Berandung  $\partial B$

$$\vec{n} \cdot (\nabla p' + \rho_0 \vec{v}' \cdot \nabla \vec{v}_0 + \varepsilon \rho' (\vec{v}_0 \cdot \nabla) \vec{v}' + \rho_0 (\vec{v}_0 + \varepsilon \vec{v}') \cdot \nabla \vec{v}' + \rho' (\vec{v}_0 + \varepsilon \vec{v}') \cdot \nabla \vec{v}_0) = 0$$

Bei der Bearbeitung der Validierungstestfälle war deutlich geworden, dass für die nichtlinearen Störungssimulationen diese Randbedingung asymptotische zu stationären Störlösungen führte. Eine zusätzliche Dämpfung der tangentialen Wandgeschwindigkeitskomponenten führte zum Ziel einer stabilen, instationären nichtlinearen Simulation. Die Wanddämpfungsfunktion wurde als gegebener Kraftterm  $\vec{f}$  in der Impulsbilanz eingeführt. Die Wanddämpfungsfunktion  $\vec{f}$  wurde definiert als

$$\vec{f} = \begin{cases} -\alpha_1 \vec{v}' & \text{auf } \partial B \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (6)$$

Wobei  $\partial B$  die Berandung der umströmten Geometrien bezeichnet. Für diese Studie wurden die Werte  $\varepsilon = 0.01$  und  $\alpha_1 = O(CFL/(\Delta t)_{max})$  eingesetzt.

Für freie Ausströmränder wurde auf der Basis der Randbedingungen von Tam und Webb eine nichtlineare Erweiterung formuliert, die zwischen konvektiven (nicht-akustischen, insbesondere auch den nichtlinearen) Druckanteilen und akustischen Druckanteilen unterscheidet. Der Implementierungsaufwand war erheblich, ohne dass am Ende eine nennenswerte Reduktion der numerischen Reflexionen am Ausströmrand erreicht wurde. Daher wurde dieser Entwicklungszweig aufgegeben. Anstelle der einfachen Ausströmrandbedingungen von Tam und Webb wurde eine "Sponge-layer" Technik implementiert, bei der über den Bereich zusätzlicher Schichten von Gitterpunkten parallel zum Ausströmrand sämtliche Störgrößen mittels einer Dämpfungsfunktion zu sehr kleinen Werten reduziert werden. Auch wenn diese Methode etwas mehr Rechenzeit benötigt, als diejenige von Tam und Webb, so hat sich diese Pufferzonentechnik als sehr robust herausgestellt und wurde für die vereinbarten Validierungstestfälle erfolgreich eingesetzt.

## 5 Simulationsergebnisse zu den Validierungstestfällen

Die Berechnung der verschiedenen Validierungstestfälle erfolgte im Rahmen der Teilaufgabe 4 des Projekts. Mit Hilfe des Störungsverfahrens waren folgende Schritte bei der numerischen Simulation der zu lösenden strömungsakustischen Probleme auszuführen:

1. Zunächst wird ein strukturiertes Gitter für RANS-Lösungen (RANS=Reynolds Averaged Navier-Stokes) mit dem DLR Program MEGACADS generiert [24].
2. In der zweiten Phase wird eine stationäre RANS-Lösung mit mit dem DLR RANS-Löser FLOWer berechnet [25].
3. In der dritten Phase der Lösung wird wiederum mit MEGACADS ein Rechennetz für die aeroakustische Lösung generiert. Dabei ist darauf zu achten, dass die Netzfeinheit gleichmäßiger als beim RANS-Gitter ausfällt, weil Wellenausbreitungsvorgänge auch noch an den äußeren Berandungen des Rechengebiets aufgelöst werden müssen.

4. Als nächstes werden die stationären Strömungsvariablen vom RANS Gitter auf das CAA Gitter mit Hilfe des DLR-Programms *Interpol* interpoliert [28].
5. In der fünften Phase wird die instationäre nichtlineare Lösung für Schwankungsgrößen mit PIANO erzeugt [26].
6. Die erzielten Lösungen werden zum Schluss mit Hilfe eines Visualisierungsprogramms (hier "Tecplot") sowie mit "pccircle" (hausinternes DLR-Script) für die Frequenzanalyse ausgewertet.

Von den drei Validierungstestfällen, die von den Projektpartnern festgelegt wurden, wurden zwei Fälle bearbeitet. Einerseits wurde das Problem "Halbzylinder mit Heckdreikant" untersucht, als Beispiel für die Klasse von selbsterregten Strömungsschwingungen, die zu Hiebtonphänomenen führen. Andererseits wurde der Fall "vorwärtsspringende Stufe" bearbeitet als Beispiel für breitbandige Geräusche.

## 5.1 Strebe aus Halbzylinder mit Heckdreikant

Die Schallquell- und Schallausbreitungsmechanismen an einem generischen Profil bestehend aus einem Halbzylinder mit Durchmesser  $d = 2\text{cm}$  und Heckkeil der Länge  $l$  wurden untersucht (siehe Abb. 3). Vollständig ausgeführt wurden Simulationen für  $l = 2.5d, 3d, 4d, 5d$ .

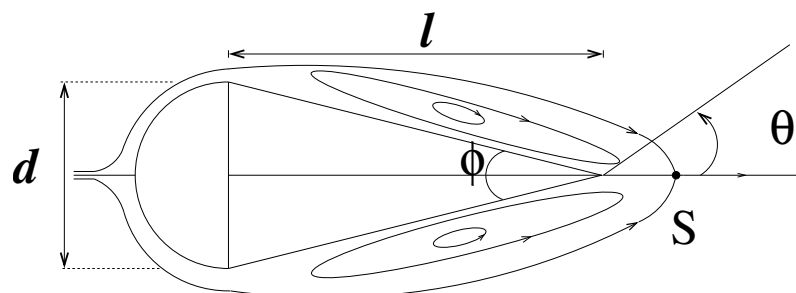


Abbildung 3: (a) Skizze der Geometrie und ein Beispiel der Umströmung mit möglichem Stauort,  $S$ .

### 5.1.1 Strömungssimulationen

Das RANS-Rechengebiet ist nicht nur grösser als das CAA-Rechengebiet, sondern es weist auch zum Fernfeld hin stark anwachsende Gitterzellweiten auf. Die Interpolation der RANS-Lösung auf CAA-Gitter geschieht mit einer vierter Ordnung-Interpolation, [28]. Die Abbildung (4) zeigt schematisch die beiden Rechnetze und die für die RANS- bzw. CAA-Simulation jeweils verwendeten Randbedingungen. Die die Strömung im zugeordneten Experiment der TU Dresden charakterisierenden wichtigsten Strömungsparameter für die CFD-Simulation sind in der Tabelle



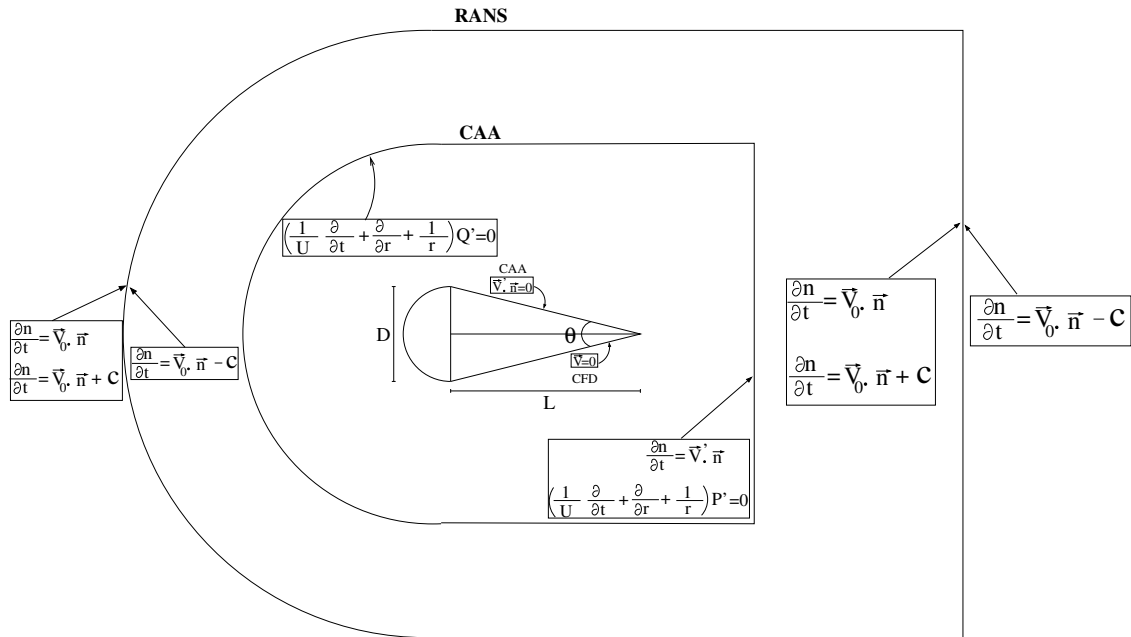


Abbildung 4: Das Rechengebiet und Randbedingungen für RANS sowie CAA-Simulationen.

Tabelle 1: Strömungsparameter, die in den RANS-Simulationen verwendet wurden.

Parameter	Definition	Wert
Reynolds	$Re = U_\infty d / \nu$	45000
Mach	$Ma = U_\infty / c$	0.1
Prandtl	$Pr = \mu c_p / k$	0.9

1 zusammengefasst. Die weiteren, in der RANS-Simulation mit dem FLOWer-Code des DLR verwendeten Strömungsparameter und die Entdimensionierungskonvention sind in der Tabelle 2 gelistet. Abbildungen (5, 6, 7) zeigen die Konvergenzgeschichte für die numerische Lösung der Grundströmung bei den Keillängen  $l = 3d, 4d, 5d$ . Je nach Anfangsbedingungen und Gitter ist das Konvergenzverhalten unterschiedlich, obwohl alle Grundströmungen mit dem gleichen Algorithmus (Lax-Wendroff Zentralschema, Crank-Nicholson Zeitimplizit und  $k - \omega$  Turbulenzmodellierung) berechnet wurden. Ein auffälliges Verhalten zeigt das kürzeste Profil  $l = 3d$ , deren Residuum zunächst bis auf sehr kleine Werte fällt ( $\sim 10^{-6}$ ), bevor es wieder ansteigt. Dieses ist ein Anzeichen für das Einsetzen einer Nachlaufinstabilität, die derart dominant ist, dass selbst das CFD Verfahren dieses Phänomen zumindest in Teilen wiedergibt (Abb. 7). Als Grundströmungslösung für CAA Simulationen wurde in diesem Fall die Strömung bei dem Minimum des Residuums verwendet.

In Abbildungen (8, 9, 10) werden zeitgemittelte Stromlinien und Machzahlverteilungen für die

Tabelle 2: Entdimensionierungskonvention für RANS-Simulation mit FLOWer

Physik. Größe	Symbol	Referenz	Wert	Einheit
Dichte	$\rho_\infty$		1.205	$\langle \text{kg}/\text{m}^3 \rangle$
Temperatur	$T_\infty$		293	$\langle \text{K} \rangle$
Gaskonstante	$R$		287.1	$\langle \text{J}/\text{kgK} \rangle$
Geschwindigkeit	$U_\infty$	$\sqrt{RT_\infty}$	290.03	$\langle \text{m}/\text{s} \rangle$
Druck	$P_\infty$	$RT_\infty\rho_\infty$	101364.9615	$\langle \text{kg}/(\text{ms}^2) \rangle$
Länge	$\vec{x}$	$l_{grid}$	0.01	$\langle \text{m} \rangle$
Schallgeschwindigkeit	$c$		340.9	$\langle \text{m}/\text{s} \rangle$
Anströmwinkel	$\alpha$		0.	$\langle \text{rad} \rangle$
Dynam. Viskosität	$\mu_t$	$\sqrt{RT_\infty}l_{grid}\rho_\infty$	3.494862	$\langle \text{kg}/(\text{ms}) \rangle$
Kinem. Viskosität	$\nu_t$	$\sqrt{RT_\infty}l_{grid}$	2.9003	$\langle \text{m}^2/\text{s} \rangle$
Isentropenexponent	$\gamma$	1.4	—	
Turb. kinet. Energie	$k$	$RT_\infty$	84120.3	$\langle \text{J.kg}^{-1} \rangle$
Turb. dissip. Rate	$\omega$	$\sqrt{RT_\infty}/l_{grid}$	$290.03/l_{grid}$	$\langle \text{s}^{-1} \rangle$
Zeit	$t$	$l_{grid}/\sqrt{RT_\infty}$	$l_{grid}/290.034$	$\langle \text{s} \rangle$

Fälle  $l/d = 3, 4, 5$  gezeigt. Für schlanke Profile ( $l/d > 3.75$ ) legt die abgelöste Strömung wieder an das Profil an. Einen freien Staupunkt  $S$  findet sich nur für dicke Profile ( $l/d < 3.75$ ). Hier ist die Keillänge  $l/d \approx 3.75$  eine kritische Länge wo die abgelöste Strömung genau an der spitzen Hinterkante wieder anlegt.

In Abbildungen (11, 12) wird ein Vergleich der Geschwindigkeitsprofile mit Experimenten und mit der Lattice Boltzmann Verfahrenslösung an der Abrisskante (ARK) (Übergang von Halbzylinder auf Keil) sowie  $2mm$  nach der Abrisskante gezeigt. Die numerischen Simulationen mit dem DLR-Code FLOWer zeigen eine Ablösung an der Abrisskante. Dieses ist so zu erwarten, weil Konturknick i.d.R. zur unmittelbaren Ablösung von Strömungen führen, zumal im Bereich beginnenden Druckanstiegs. Sowohl die Stromabkomponente (Richtung x) als auch die Querkomponente (Richtung y) der simulierten Geschwindigkeit stimmen mit der Messung an dieser Position überein (zu den experimentellen Arbeiten vgl. Berichtsteil der TU Dresden).

Es zeigte sich, dass im Bereich des fernen Nachlaufs hinter dem Profil die Nachlaufbreite zu gering vorher gesagt wurde. Dieser Befund lässt sich mit zwei Umständen erklären: (a) die im Experiment realisierte Strömung war deutlich dreidimensional; die von den Randbögen des Profils abgehenden Störungen sorgen stromab für eine zusätzliche Durchmischung des Nachlaufs und führen so zu einer erhöhten Aufweitung im Gegensatz zum simulierten 2D Fall. Andererseits konnte gezeigt werden (nicht Teil des vorliegenden Berichts), dass ein nach Menter modifiziertes  $k - \omega$  Turbulenzmodell (SST) eine deutlich stärkere Nachlaufaufweitung zeigt. Das Ergebnis hängt also auch deutlich vom verwendeten Turbulenzmodell ab.

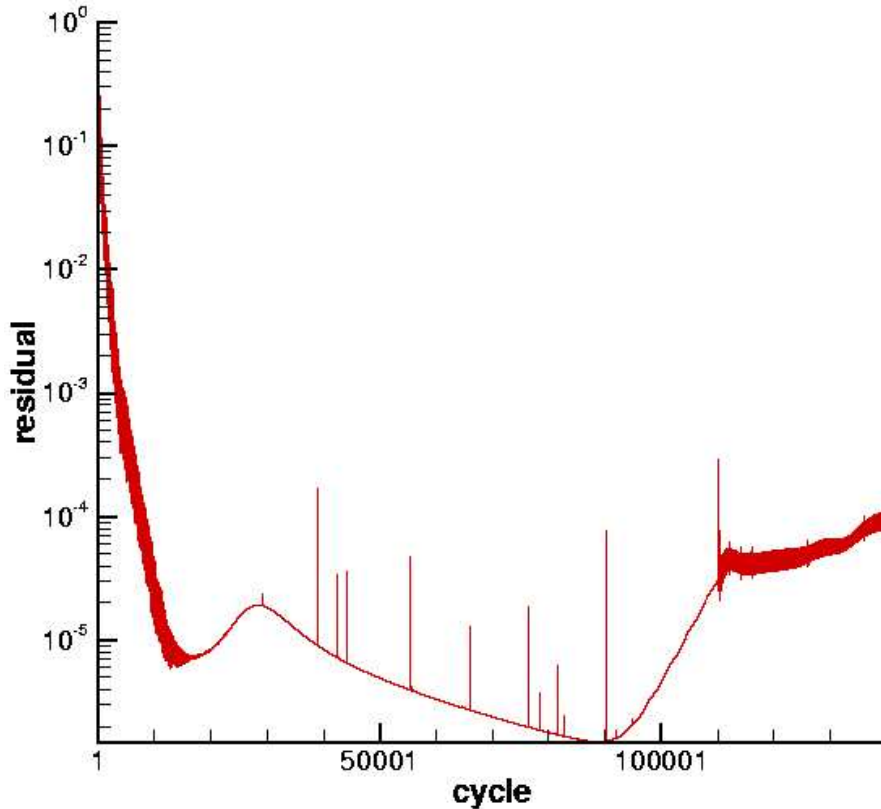


Abbildung 5: Der Residuumsverlauf der RANS-Simulation für  $l/d = 3$ .

### 5.1.2 Akustiksimulationen

Nach der Validierung der Grundströmungen mit Messdaten wurden die Lösungen mit Hilfe des "interpol" Programs auf die CAA-Gitter interpoliert. Die Tabelle 3 enthält die Simulationsparameter für diesen Testfall.

Tabelle 3: Einige Simulationsparameter für die CAA-Lösung

Variable	Symbol	Wert	Größenordnung
Wanddämpfungsfaktor	$\alpha_1$	200	$CFL/(\Delta t)_{max}$
CFL		2.	(0, 2]
Vorfaktor der Pufferzone	$\alpha$	$10^{-3}$	(0, 1)
Nichtlinearitätsfaktor	$\varepsilon$	0.01	(0, 1)

Die CAA-Simulation wird mit einer Störung initialisiert. Für selbsterregte Strömungszustände kann erwartet werden, dass der asymptotisch eingeschwungene Zustand unabhängig von der Initialstörung ist. Hier wurde als Anfangsstörung des Strömungszustands ein lokalisierter Störwirbel mit einer Gaussförmigen Stromfunktion eingebracht. Die Störung wurde für alle Geometrievarianten im Abstand von einer Profildicke  $d/2$  hinter der Hinterkante des Profils eingebracht mit mathematisch in positiver weisenden Drehrichtung.

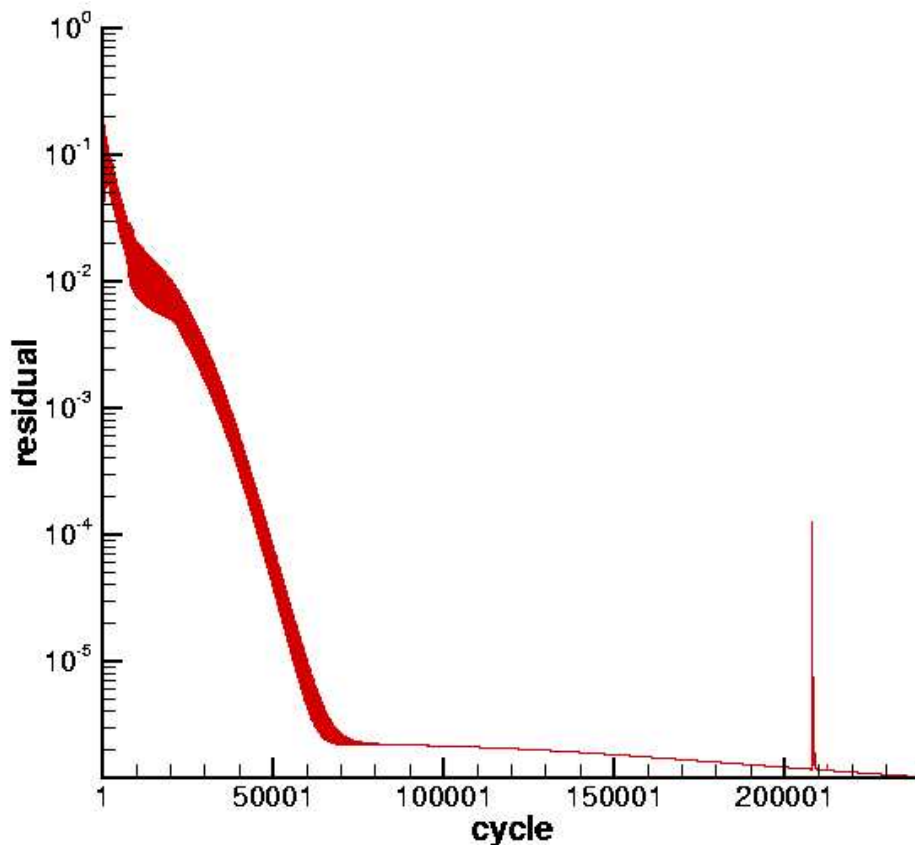


Abbildung 6: Der Residuumsverlauf der RANS-Simulation für  $l/d = 4$ .

Nach einer transienten Phase, während der kleine Störungen im instabilen Nachlauf der Profile anwachsen mit anschließender nichtlinearer Sättigung der Schwingungsamplituden, erreicht die Lösung einen statistisch stationären Schwingungszustand. Für das dicke Profil ( $l/d = 3$ ) findet bereits nach kurzer Anlaufzeit ein periodisches Wirbelabwerfen statt (Abb. 13). Die berechneten Störungen, bzw. Schwankungen besitzen nahe des Profils hydrodynamischen Charakter (große Störungen) und werden weit weg als abgestrahlte Schallwellen wahrgenommen. Diese Schallsignale wurden auf einem Richtkreis von  $R = 0.33m$  um die Hinterkante des jeweiligen Profils an virtuellen Mikrofonen aufgezeichnet.

Es zeigte sich, dass der Charakter der Schwingungen je nach Keillänge periodisch oder chaotisch war. In jedem Fall zeigte sich, dass die auftretenden Frequenzen, in denen nennenswerte Amplituden vorlagen, alle betrachteten Strebengeometrien als kompakten Strahler erscheinen lassen. Dementsprechend folgt die ermittelte Richtcharakteristik einem idealen Dipol, wie in Abbildung (14) für das dicke Profil bei  $l/d = 3$  zu erkennen. Die dipolartigen Richtcharakteristiken sind für zwei Frequenzen in dieser Abbildung gezeigt. Einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit der Messung der TU Dresden enthält das Bild 15; hierbei wurden die Schwankungsgrößen normiert dargestellt.

Für den Fall  $l/d = 3$  bildet sich ein periodisch schwingender Nachlauf von von Karman'scher Art. Das heißt, dass die globale hydrodynamische Instabilität der abgelösten Strömung hinter

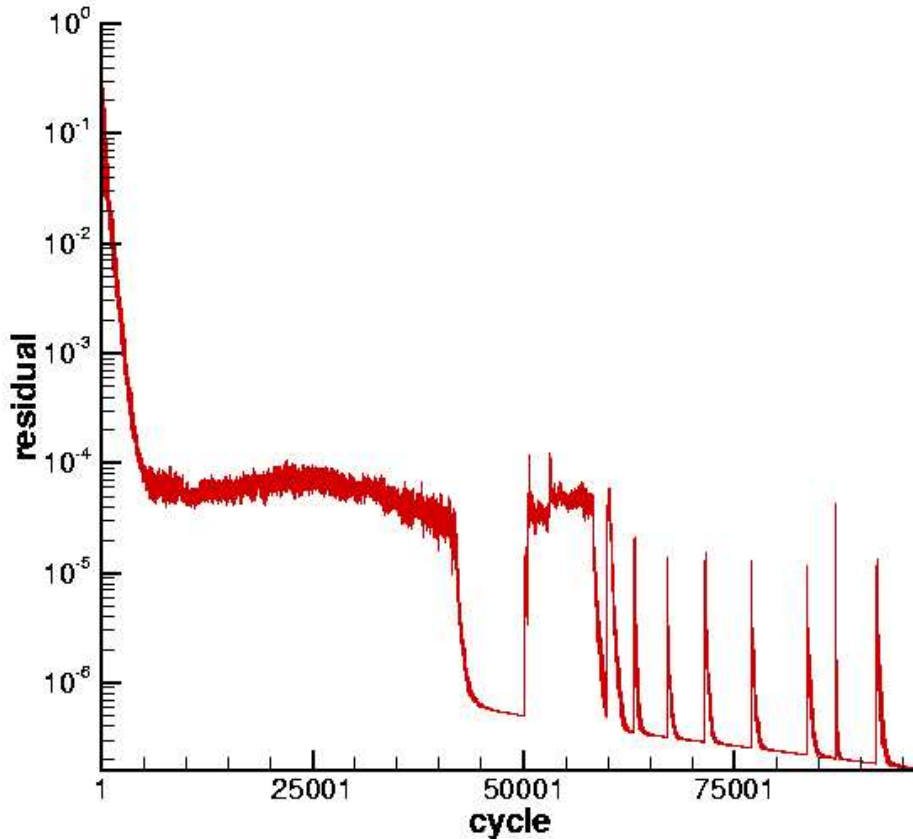


Abbildung 7: Der Residuumsverlauf der RANS-Simulation für  $l/d = 5$ .

dem Körper zu selbsterregten Oszillationen (periodisch oben und unten versetztes Wirbelabwerfen hinter dem Körper) führt. Abbildung (16) zeigt Schmalbandspektren der Drucksignale, die an der Winkelposition  $\theta = 90^\circ$  bei  $l/d = 3, 4, 5$  ermittelt wurden. Die Frequenz  $f$  wurde hierfür entdimensioniert und als Strouhalzahl  $Sr = fl/U_\infty$ , bezogen auf die Keillänge dargestellt. Für  $l/d = 3$  liegt ein streng periodisches Frequenzmuster vor mit einer Grundfrequenz von  $Sr \simeq 0.27$ . Auffällig ist, dass nur die ungeraden Harmonischen dieser Grundschwingung wesentliche Amplituden aufweisen. Bei einer schrittweisen Verlängerung des Keilteils auf zunächst  $l/d = 4$ , verschwindet das streng periodische Muster; die Schwingung besitzt chaotischen Charakter. Dennoch ist das Schalldruckspektrum nicht strukturlos. Es setzt sich zusammen aus einer Vielzahl von offensichtlich nichtkommensurablen Einzelschwingungen; das Spektrum ist typisch für quasiperiodische Vorgänge. Es handelt sich dabei offenbar um einen transienten Fall zwischen zwei unterschiedlichen periodischen Strömungsvorgängen. Denn eine weitere Verlängerung der Keillänge auf  $l/d = 5$  lässt die Nachlaufoszillation wieder periodisch werden; allerdings mit einer Grundschwingungsfrequenz von  $Sr = 0.54$ , d.h. etwa dem doppelten der dimensionslosen Frequenz bei  $l/d = 3$ . Dabei ist zu vermerken, dass die ermittelten Pegel hier etwa 25 Dezibel unterhalb der Pegel bei  $l/d = 3$  liegen. Es kann mithin vermutet werden, dass diese Schwingungen im Experiment nicht ermittelbar sind, weil überdeckt von turbulentem Rauschen.

Eine Analyse der bei  $l/d$  auftretenden Grundschwingung ergab eine hervorragende Übereinstimmung mit der Annahme, dass die hier beobachtete selbsterregte Schwingung auf eine akustisch

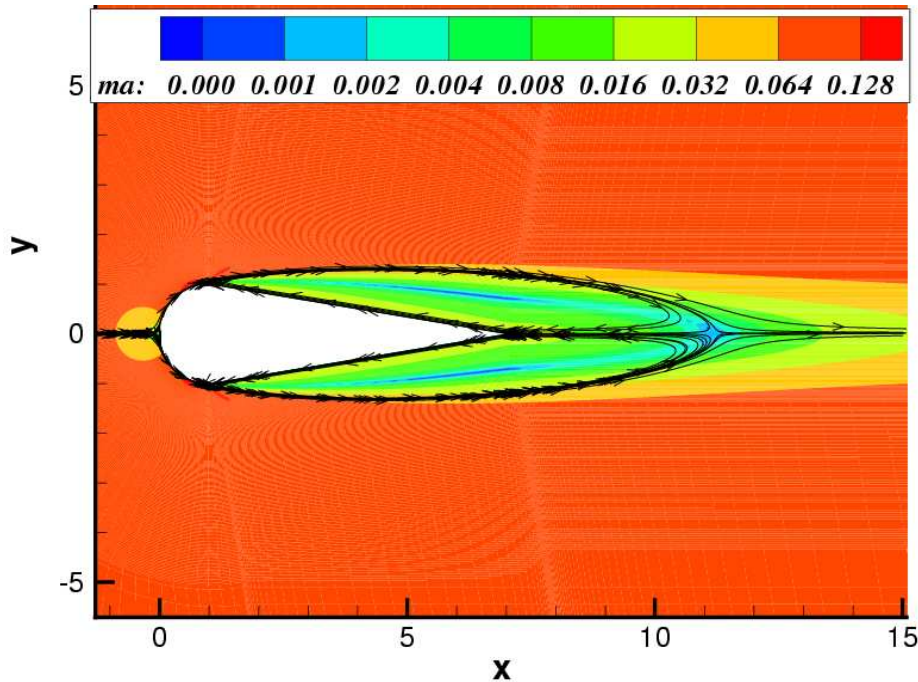


Abbildung 8: Stromlinien und Machzahlverteilung für  $l/d = 3$ .

bedingte Rückkopplung zurückzuführen ist. Das Phänomen hat deutliche Ähnlichkeit zu Resonanzen an turbulent überströmten rechteckigen Hohlräumen. Nach Rossiter [6] ergibt sich dort die Schwingungsdauer der charakterischen Grundschwingung im wesentlichen als Summe aus der Zeit, die Wirbel benötigen, um den Hohlraum zu überqueren und der Zeit, die eine Schallwelle (erzeugt durch Wechselwirkung des Wirbels mit der Hohlraumhinterkante) braucht, um stromauf zur Hohlraumvorderkante zu gelangen (um dort erneut einen Wirbel zu triggern). Für die charakteristische Konvektionsgeschwindigkeit der Wirbel entlang des Hohlraums gibt Rossiter  $k_c U_\infty$  mit  $k_c = 0.57$  an.

Dieses Modell wurde auf den Fall  $l/d = 5$  angewandt. Dazu wurde die Zeitdauer  $T_w$  bestimmt, die ein von der Abrisskante (ARK) abgelöster Wirbel bis zur Profilhinterkante benötigt. Der Wirbel bewegt sich mit der Geschwindigkeit  $k_c U_\infty$  entlang der Keilflanke der Länge  $l$  und ist nach  $T_w = l/(k_c U_\infty)$  an der Hinterkante angelangt. Durch Wechselwirkung mit der Hinterkante erzeugt dieser Wirbel ein akustisches Signal, das mit der Schallgeschwindigkeit  $a$  entlang der Lauflänge  $l$  in Richtung ARK läuft und dort einen neuen Wirbel anregt. Die Zeitdauer  $T_a$  dieses Vorgangs ergibt sich zu  $l/a$ . Die Grundschwingung des gesamten Vorgangs wäre damit

$$T_k = T_w + T_a = \frac{l}{k_c U_\infty} + \frac{l}{a},$$

Deren Kehrwert ergibt die entsprechende Frequenz

$$f = \frac{1}{l \left( \frac{1}{k_c U_\infty} + \frac{1}{a} \right)}.$$

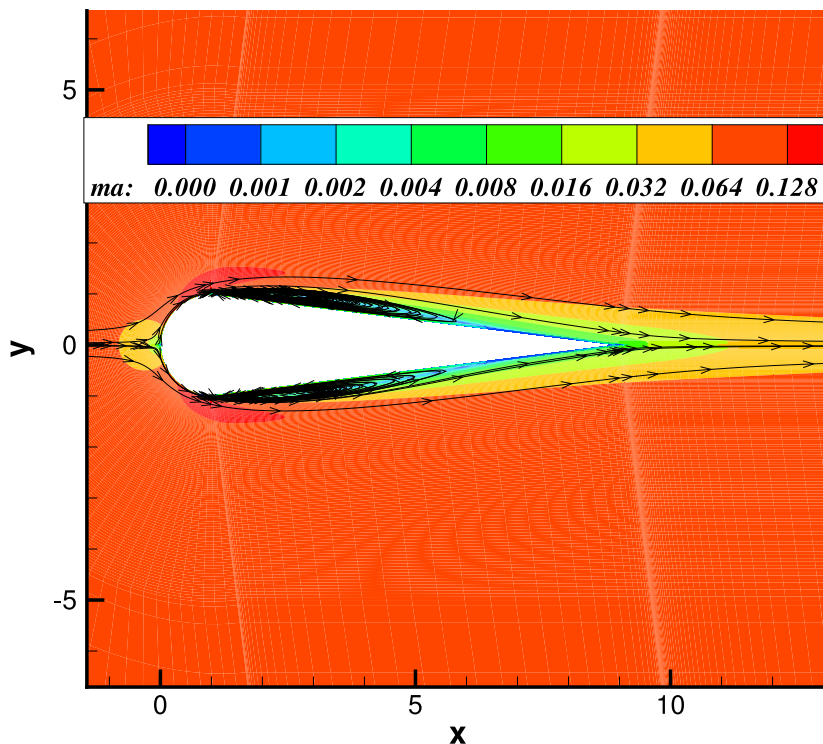


Abbildung 9: Stromlinien und Machzahlverteilung für  $l/d = 4$ .

Daraus wiederum folgt die Strouhalzahl  $St$  zu:

$$St = fl/U_\infty = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_c} + M\right)}.$$

Die Umrechnung dieser mit der Keillänge gebildeten Strouhalzahl für den vorliegenden Fall  $M = 0.1$  ergibt  $St = 0.54$ . Dieses ist in deutlich erkennbarer Übereinstimmung mit der Grundschwingung, die für  $l/d = 5$  beobachtet wird (Abbildung 16).

Während am Beginn des Projekts vermutet wurde, dass die Nachlaufschwingungen hinter dem Profil aussetzen, sobald die Ablösung auf der Keilflanke wieder anlegen kann, so zeigten die CAA-Simulationen, dass auch bei wiederanlegender Ablösung Schwingungen möglich sind. Die für die Eigenschwingung erforderliche Energie erhalten die Wirbel in dem Gebiet der hydrodynamisch immer instabilen Ablöseblase, das von der Abrisskante bis zum Wiederanlegepunkt reicht. Ein solches Ablösegebiet ist wegen der Kante stets vorhanden, also auch im Falle des sehr schlanken Profils  $l/d = 5$ . Allerdings ist das Ablösegebiet hier so klein (vgl. Abbildung 10), dass die Wirbel keine nennenswerte Energie aufnehmen können und daher die Amplituden der Schwingung gering ausfallen.

Die Amplituden der Grundschwingungen aller untersuchter Profile sind in Abbildung 17 einander gegenübergestellt, darunter auch der Fall  $l/d = 2.5$ , der im Experiment der TU Dresden

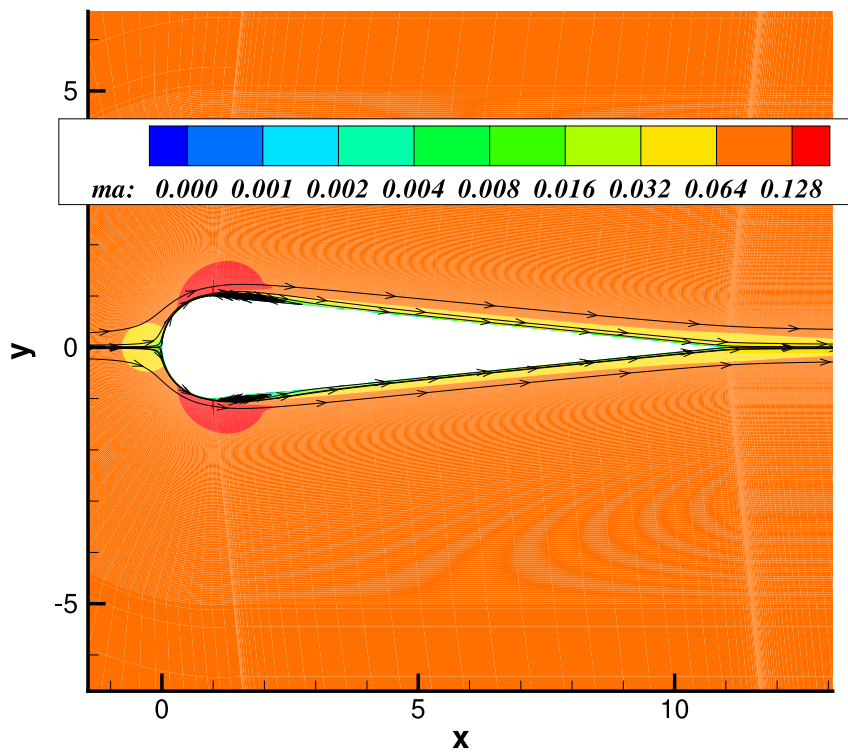


Abbildung 10: Stromlinien und Machzahlverteilung für  $l/d = 5$ .

vermessen wurde.



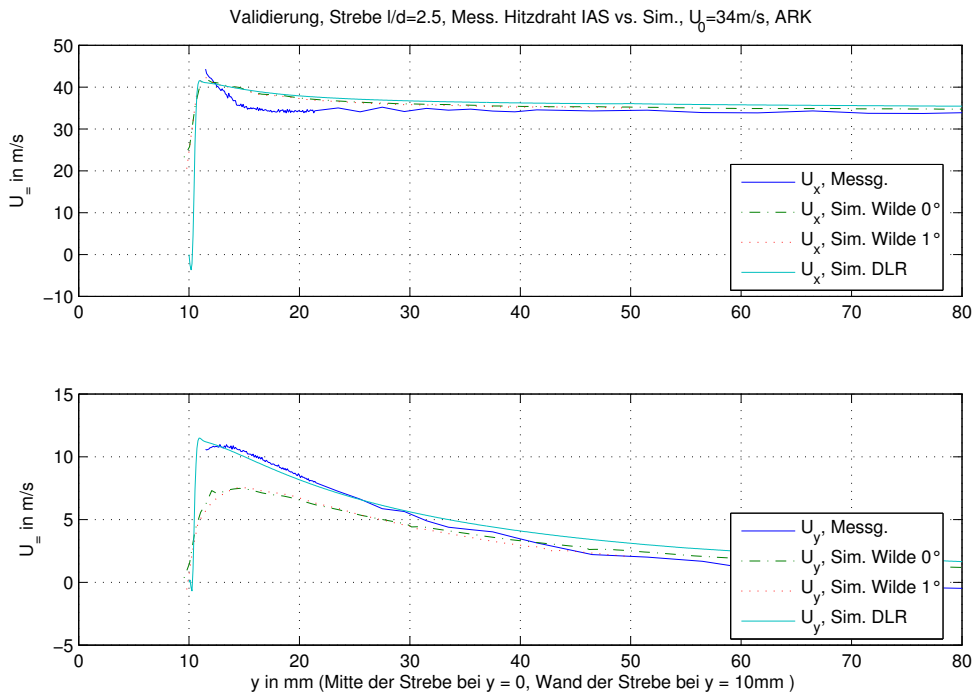


Abbildung 11: Validierung der Geschwindigkeitskomponenten mit Experimenten und mit anderer numerischer Methode an der Abrisskante (ARK),  $l/d = 2.5$

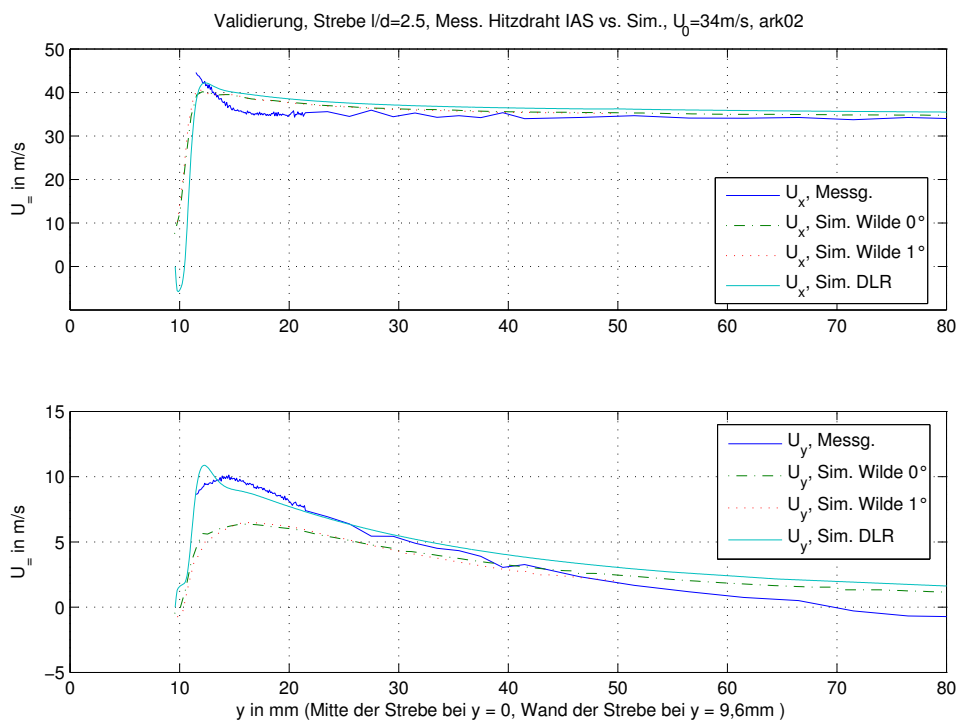


Abbildung 12: Validierung der Geschwindigkeitskomponenten mit Experimenten und mit anderer numerischer Methode an der Abrisskante+2mm (ARK+2mm),  $l/d = 2.5$

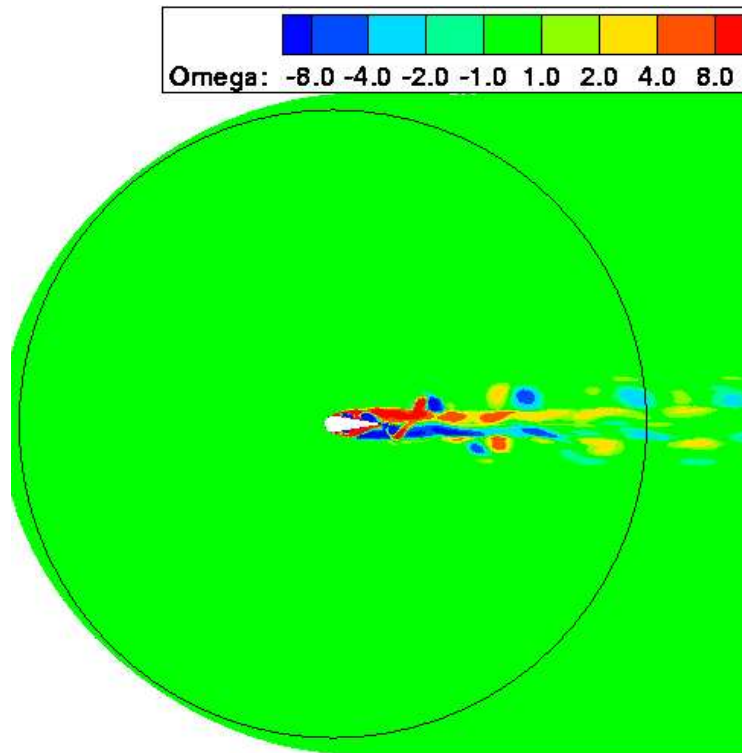


Abbildung 13: Periodisches Wirbelabwerfen,  $\vec{\omega}' = \nabla \times \vec{V}'$  Isolinien und Messkreis ( $R = 0.33m$ ) für  $l/d = 3$ .

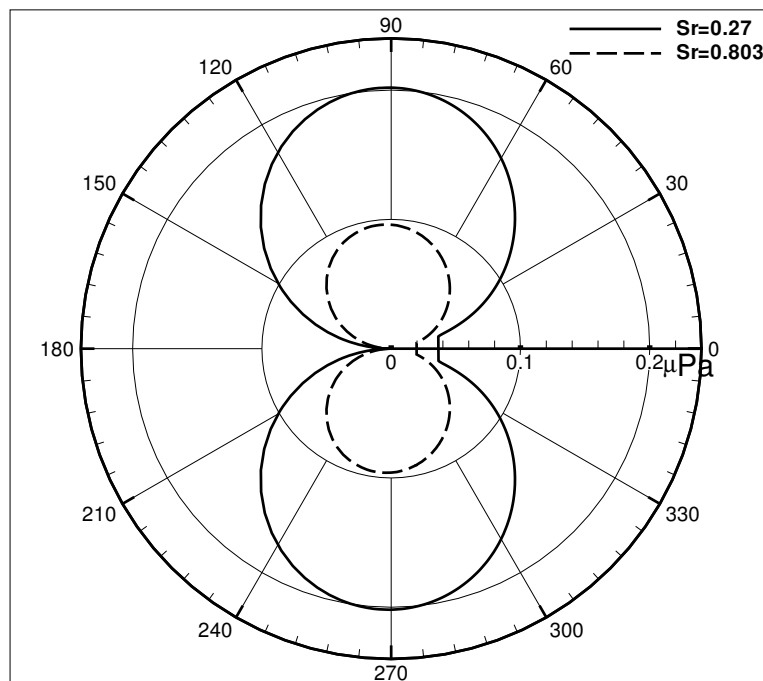


Abbildung 14: Richtcharakteristiken der Druckschwankungen  $f$  für  $l/d = 3$ .

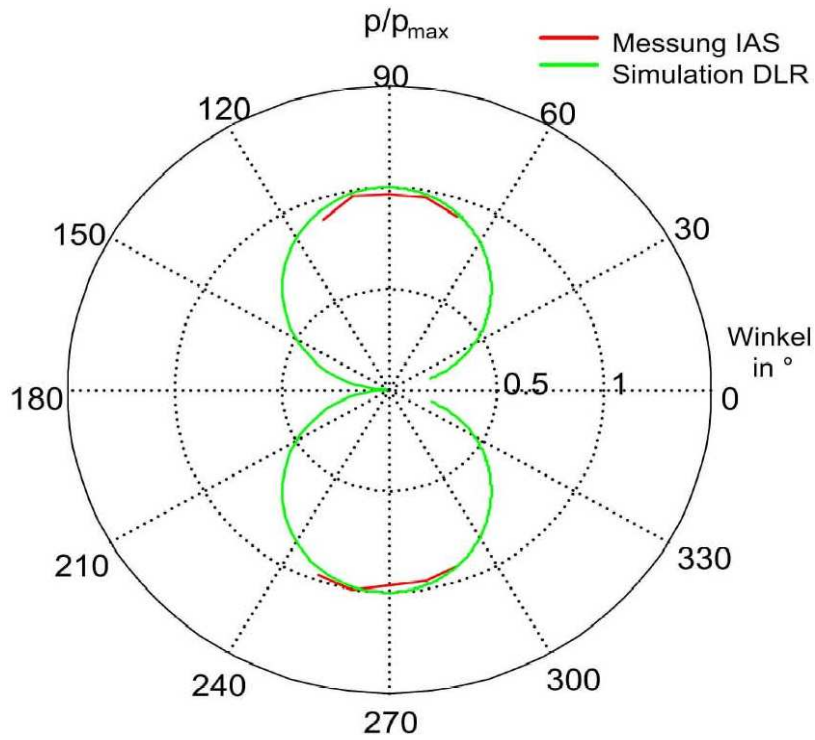


Abbildung 15: Simulierte bzw. gemessene Richtcharakteristik normiert,  $R = 0.33 \text{ m}$ ,  $p_{ref} = 20 \mu\text{Pa}$ ,  $U_\infty = 34 \text{ m/s}$ , vgl. Berichtsteil TU-Dresden.

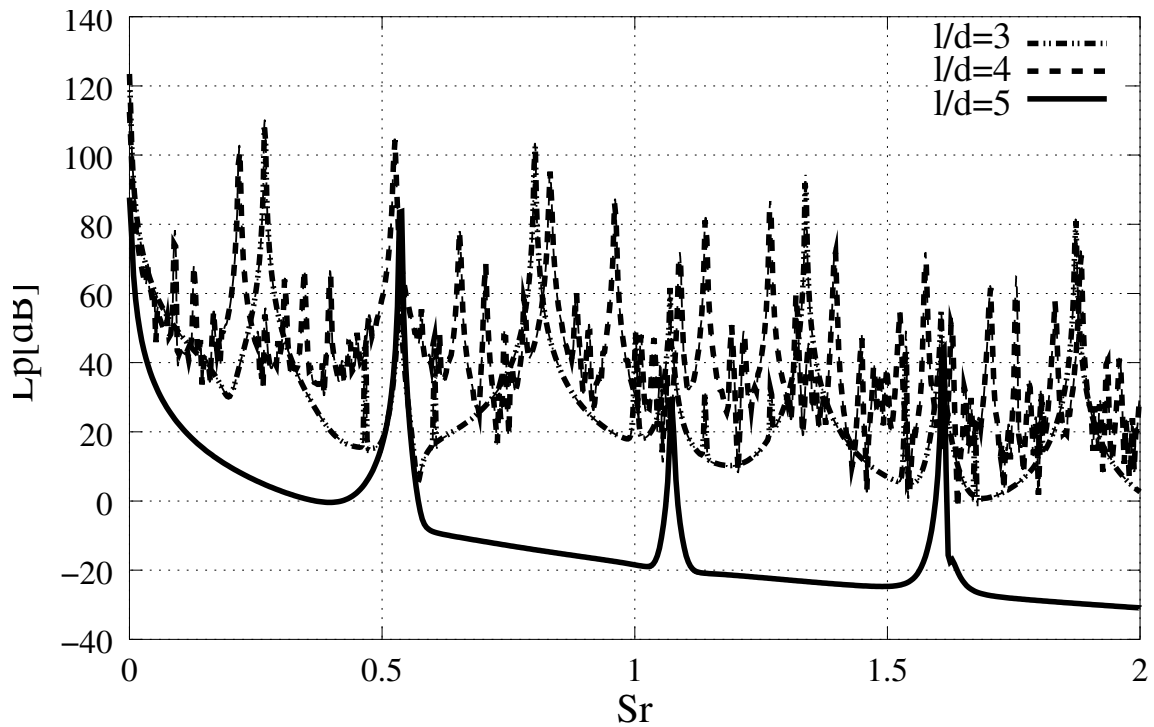


Abbildung 16: Schmalbandspektren für  $l/d = 3, 4, 5$  bei  $\theta = 90^\circ$ ,  $\Delta Sr = 8.823 \cdot 10^{-4}$ .

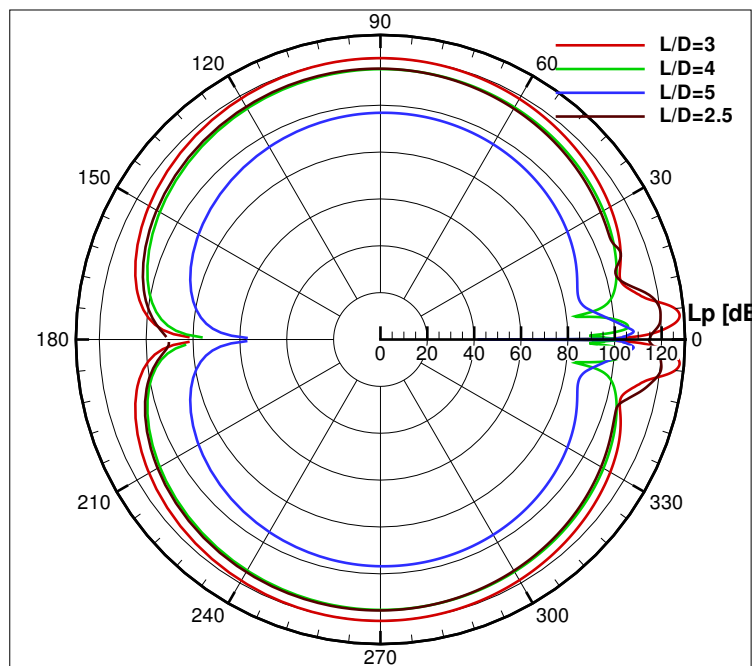


Abbildung 17: Simulierte Richtcharakteristiken jeweils für die Grundschiwingung bei den Geometrien  $l/d = 2.5, 3, 4, 5$ ,  $R = 0.33 \text{ m}$ ,  $U_\infty = 34 \text{ m/s}$ .

## 5.2 Vorwärtsspringende Stufe

Als zweiter Valdierungstestfall wurde die Schallerzeugung an der überströmten, vorwärtsgeneigten Stufe (Höhe  $h = 12\text{mm}$ ) untersucht. Ziel dieser Simulationen war die rechnerische Ermittlung der Wirkung einer Abrundung der Stufenkante auf die Schallabstrahlung. Daher wurden drei unterschiedliche Krümmungsradien ( $R = 0, h/2, h$ ) bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten ( $U_\infty = 40, 50, 60\text{ m/s}$ ) untersucht.

Die Tabelle 4 zeigt die Testmatrix für den Fall "vorwärtsgeneigte Stufe". wobei R den Krümmungs-

Tabelle 4: Testmatrix für turbulent angeströmte vorwärtsgeneigte Stufe.

	40 m/s	50 m/s	60 m/s
R=0	X	X	X
R=h/2		X	
R=h		X	

radius und  $h = 1.2\text{cm}$  die Stufenhöhe bezeichnen. Die Abbildungen (19, 20, 21) zeigen die verschiedenen vorwärtsgeneigten Stufen mit  $R = 0, h/2, h$ .

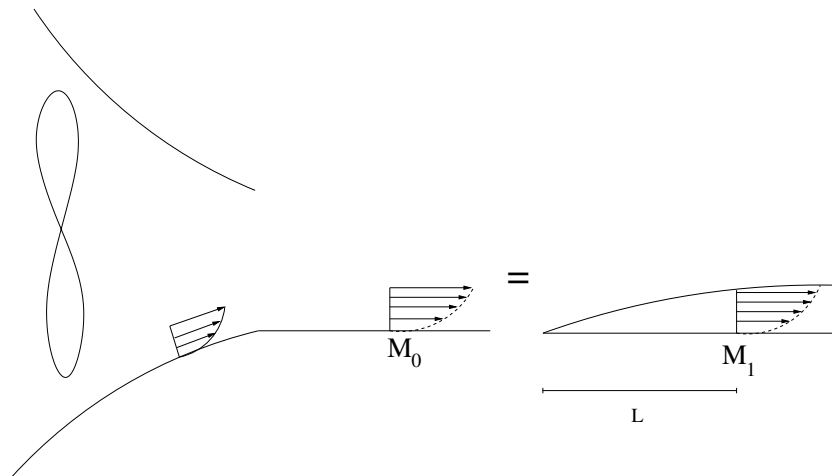


Abbildung 18: Links: Skizze der Anlaufstrecke zur Stufe im Windkanal, Rechts: Äquivalent bestimmte Anlaufstrecke an Plattengrenzschicht.

### 5.2.1 Strömungssimulationen

Um die turbulente Anströmung der Stufe realistisch zu simulieren, wurde im Experiment die turbulente Intensität und die Geschwindigkeitsprofile bei  $U_\infty = 50\text{m/s}$  und  $U_\infty = 60\text{m/s}$  230mm

stromauf der Stufe vermessen. Die ebene Platte vor der Stufe war in Verlängerung einer Düsen-seitenkontur ausgeführt, so dass die Grenzschicht aus der Windkanaldüse auf der Platte wei-tergeführt wurde. Der Aufbau ist in Abbildung 18 skizziert. Da die Düseninnenströmung bei der Berechnung des Strömungsfeldes mittels CFD nicht simuliert werden konnte, wurde der tatsächli-chen Strömung eine einfache ebene Plattengrenzschichtströmung zugeordnet, die an der Messpo-sition gleiche Grenzschichtdicke erreicht. Dazu bestand zunächst die Aufgabe, die Anlaufänge  $L$  (Abbildung 18) der zugeordneten Plattenströmung zu bestimmen.

Die Berechnung dieser Anlaufstrecke zum Erzielen der Übereinstimmung mit den Messdaten wurde mit drei Ansätzen gemacht.

### 1. Ansatz

In diesem Ansatz werden die Größen  $\delta_1^{50}$ ,  $\delta_1^{60}$ ,  $L$ ,  $U_\infty^{50}$  und  $U_\infty^{60}$  als unbekannt gesetzt. Dabei bezeichnet  $\delta_1$  die Verdrängungsdicke und  $U_\infty^{50}$  die tatsächliche Anströmgeschwindigkeit beim Versuch mit nominal  $U_\infty = 50\text{m/s}$  etc.

Messungen für  $50\text{m/s}$  und  $60\text{m/s}$  and der gleichen Stelle stattfanden, d.h.  $L_{50} = L_{60} = L$ . Es gelten einerseits definitionsgemäß die Integralgleichungen für die Verdrängungsdicke  $\delta_1^{50}$ ,  $\delta_1^{60}$

$$\delta_1^{50} = \int_0^\infty \left(1 - \frac{U}{U_\infty^{50}}\right) dy, \quad \delta_1^{60} = \int_0^\infty \left(1 - \frac{U}{U_\infty^{60}}\right) dy$$

wobei  $U(y)$  aus der Messung bekannt war. Andererseits geht  $L$  in der bekannten Formel für die Verdrängungsdicke einer turbulenten Plattengrenzschicht (1/7-Potenzgesetz) ein:

$$\delta_1^{50} = \frac{0.37}{8} L \left(\frac{U_\infty^{50} L}{\nu}\right)^{-1/5}, \quad \delta_1^{60} = \frac{0.37}{8} L \left(\frac{U_\infty^{60} L}{\nu}\right)^{-1/5}$$

Dieses System von Gleichungen aus 4 Gleichungen mit 5 Unbekannten benötigt zur Lösbarkeit eine weitere Angabe. Wenn eine der Anströmgeschwindigkeiten explizit nominal vorgegeben wird, dann folgt:

$$U_\infty^{50} = 50 \text{ m/s} \implies U_\infty^{60} = 55.202 \text{ m/s}$$

$$U_\infty^{60} = 60 \text{ m/s} \implies U_\infty^{50} = 44.33 \text{ m/s}$$

Da die berechneten Werte weit entfernt vom Sollwert lagen, wurde das System mit einer Zusatz-gleichung wie folgt ergänzt:

### 2. Ansatz

Statt expliziter Eliminierung einer Unbekannte wie im vorangegangenen Ansatz wurde die Inte-gralgleichung für die Impulsverlustdicke zusätzlich für eine Geschwindigkeit hinzugenommen, d.h

$$\delta_2 = \int_0^\infty U \left(1 - \frac{U}{U_\infty}\right) dy = 0.036 L \left(\frac{U_\infty L}{\nu}\right)^{-1/5}.$$

Nun sollten 5 Gleichungen mit 5 Unbekannten eine eindeutige Lösung liefern. Das Ergebnis war

$$U_\infty^{50} = 44.9806 \text{ m/s}, \text{ und } U_\infty^{60} = 56.5486 \text{ m/s}$$

wie das Rechnergebnis zeigt, liegen die Werte sehr entfernt von den Sollwerten.

### 3. Ansatz

Die beiden Rechenansätze weisen darauf hin, dass Inkonsistenzprobleme bei den Messdaten vorlagen. Deshalb wurde zuletzt eine RANS-Lösung für die Plattenströmung produziert und die Grenzschicht entlang der Platte analysiert, bis eine Position gefunden war, die am besten auf die Messdaten passende Profile ergab. Diese am besten angepassten Profile der Turbulenzintensität und des Geschwindigkeitsprofils sind in den Abbildungen 22 und 23 dargestellt. Somit konnte eine äquivalente Anlaufstrecke von  $L = 1.5 \text{ m}$  ermittelt werden.

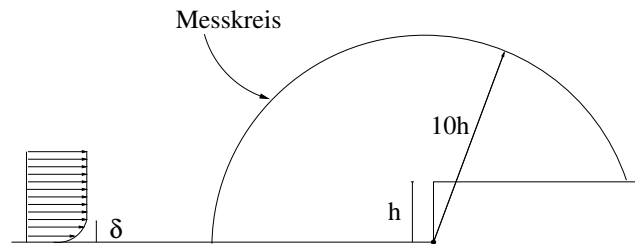


Abbildung 19: Skizze der vorwärtsgeneigten Stufe mit Krümmungsradius  $r = 0$  (Scharfe Stufe).

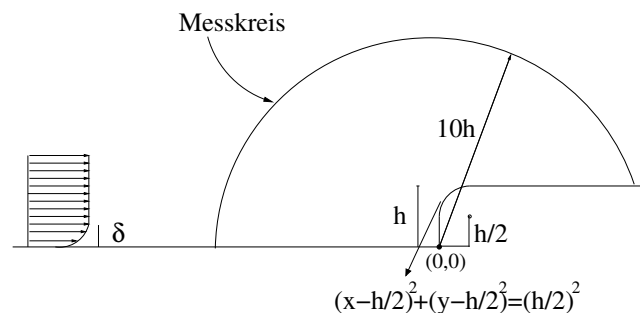


Abbildung 20: Skizze der vorwärtsgeneigten Stufe mit Krümmungsradius  $r = h/2$ .

Abbildung 24 zeigt den Konvergenzverlauf der RANS-Lösung mit FLOWer für die kantige Stufe. Der Strömungszustand am letzten Iterationspunkt (Abb. 25) wurde als Grundströmung für die PIANO-Lösung genutzt. Die Strömung löst an der Kante wegen des Druckabfalls ab und legt  $\approx 4h - 5h$  hinter der Kante wieder an. Auch bei der gerundeten Stufe mit  $R = h/2$  kommt es noch zur Strömungsablösung. Allerdings ist das Ablösungsgebiet hier deutlich kürzer als bei der kantigen Stufe und zwar  $\approx 0.007h$ . Für  $R = h$  schließlich wird keine Ablösung an der Rundung mehr beobachtet. An allen Stufen liegt eine zweite Ablösung in Form eines im Uhrzeigersinn drehenden Wirbels vor der Stufe vor. Dieser besitzt eine Ausdehnung von etwa  $\approx 3h - 4h$  in Stromaufrichtung bei der eckigen Stufe. Angaben zu diesem Wirbel bei  $R = h/2, h$  sind im Berichtteil der TU Dresden gegeben.

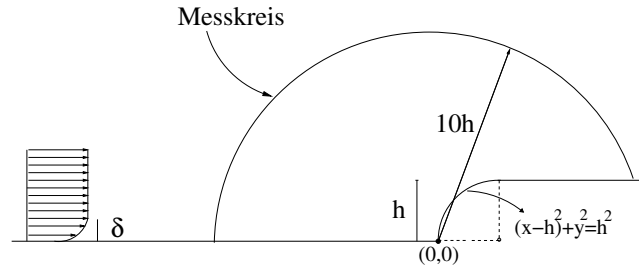


Abbildung 21: Skizze der vorwärtsgeneigten Stufe mit Krümmungsradius  $r = h$ .

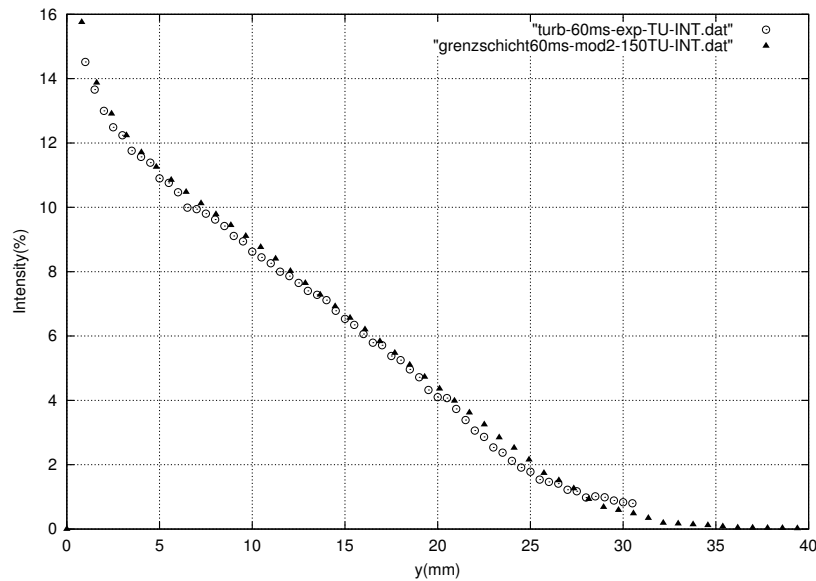


Abbildung 22: Vergleich der turbulenten Intensität mit Experiment für  $U_\infty = 60m/s$ .

## 5.2.2 Akustiksimulationen

Für das Breitbandgeräuschproblem "vorwärtsgeneigte Stufe" wird der CAA Code PIANO in folgender Weise genutzt. Am Anfang der Simulation wird ein definierter Teststörwirbel in die Strömung stromauf des Quellgebiets gesetzt. Vermittels der mittleren turbulenten Strömung konvektiert der Wirbel in das Quellgebiet und wechselwirkt mit der Stufe, wobei Schall entsteht. Das entsprechende Schalldrucksignal wird auf einem Richtkreis mit dem Radius  $10h$  um den Fußpunkt der Stufe auf virtuellen Mikrofonen aufgezeichnet. Diese Rechenprozedur wird für alle zu testenden Fälle in gleicher Weise wiederholt. Damit ist ein direkter Vergleich der Geometrievarianten hinsichtlich der Schallerzeugung möglich, d.h. ihre aeroakustische Bewertung. Dieses Vorgehen wird hier als "Wirbelimpfverfahren" bezeichnet.

Der durch seine Stromfunktion

$$\Psi' = h \sqrt{\frac{e}{\ln 4}} e^{\ln^2\left(\frac{r}{b}\right)^2}$$

mit  $b = 0.41h$  und  $r = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$  beschriebene Testwirbel wurde jeweils an der



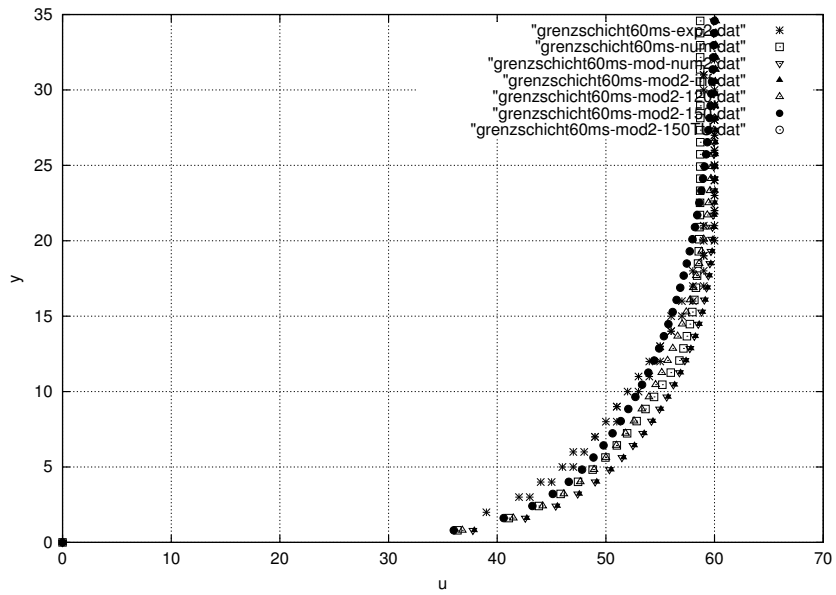


Abbildung 23: Vergleich der Grenzschichtprofile mit Experimenten an kantiger Stufe mit  $U_\infty = 60m/s$ , ( $y$  in  $mm$  gegeben).

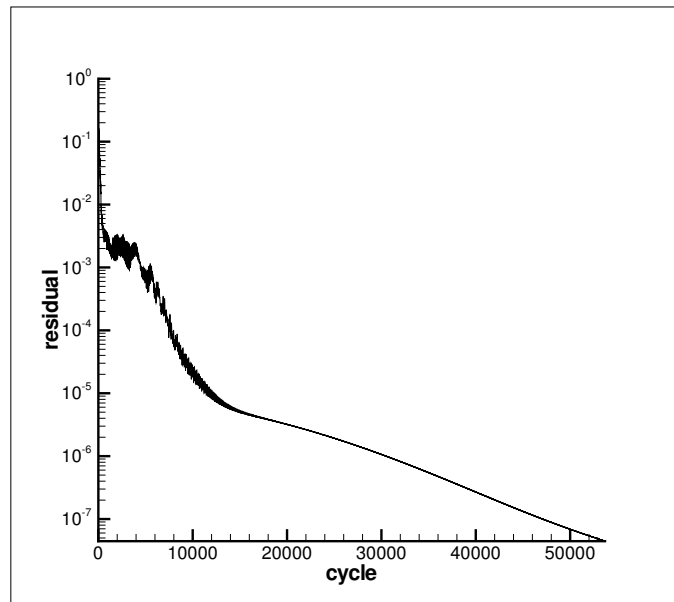


Abbildung 24: Der Residuumsverlauf der RANS-Lösung bei kantiger Stufe ( $R=0$ ) mit  $U_\infty = 60m/s$ .

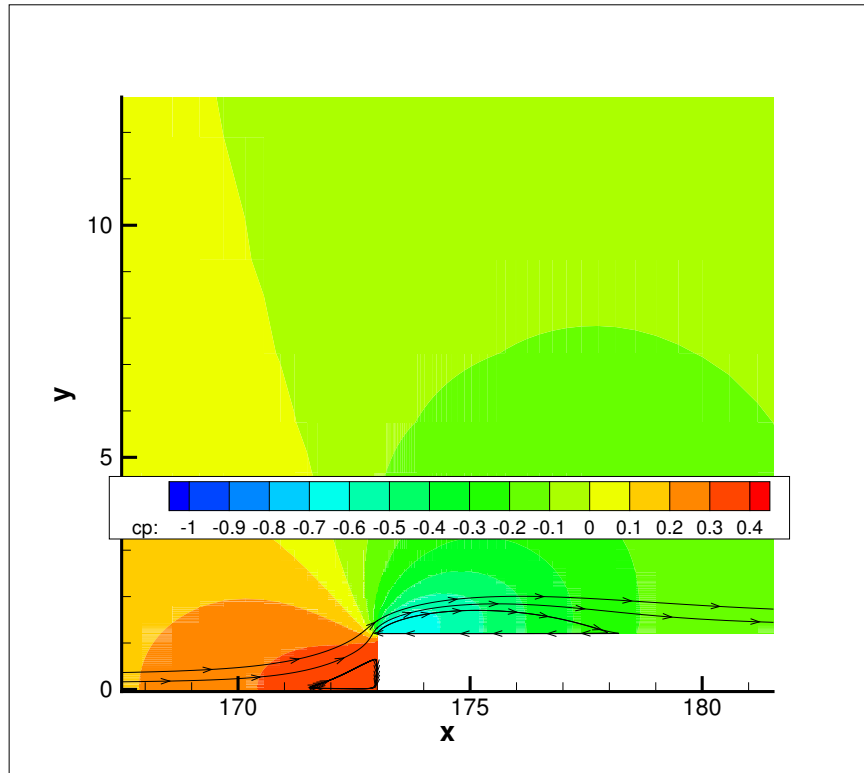


Abbildung 25: Das konvergierte stationäre Strömungsfeld, berechnet mit RANS-Löser FLOWer an kantige Stufe ( $R=0$ ) bei  $U_\infty = 60\text{m/s}$ , Längenangaben in  $\text{cm}$ .

Stelle  $(x_0, y_0) = (-6.67h, h)$ , d.h. etwa sechseinhalb Stufenhöhen vor der Stufe initialisiert.

Im Moment des Wirbeleinschlags entsteht ein Anfangsknall, der mit der Anpassung des hydrodynamischen Stördruckfeldes (es ist am Anfang der Simulation nicht bekannt und wird mit Null initialisiert) an den Wirbel zusammenhängt. Nachdem der Anfangsknall das Rechengebiet verlassen hat, ist der geringen Machzahl der Strömung wegen der Wirbel erst eine kurze Strecke entlang der Anströmungsgrenzschicht gelaufen, wo er noch keinen physikalischen Schall erzeugt. Erst bei Annäherung an die Stufe entsteht eine intensive Wechselwirkung mit entsprechender Erzeugung eines hydrodynamischen und akustischen Druckfeldes. Dieses Stördruckfeld ist in der Abbildung 26 zu einem herausgegriffenen Zeitpunkt während der Wirbel-Stufeninteraktion gezeigt. Die Simulationsergebnisse des Wirbelimpfverfahrens wurde auch mit den Ergebnissen des SNGR ("Stochastic Noise Generation and Radiation") Verfahrens verglichen (vgl. Berichtsteil der TU Dresden AP-1310). Gezeigt sind auf den maximalen Wert der Druckschwankungen normierte Richtcharakteristiken. Die beiden Ansätze stimmen nach Abbildung 27 recht gut überein.

Abbildungen (28, 29) zeigen die Richtcharakteristiken für die kantige Stufe bei  $U_\infty = 40\text{m/s}$  und  $U_\infty = 50\text{m/s}$ . Es fällt auf, dass für tiefe Frequenzen die Abstrahlung einem Dipol mit in Hauptströmungsrichtung ausgerichteter Achse ähnelt. Dabei läge der zugeordnete Dipol an der Position der Stufe. Nach Curle sind hauptsächlich die druckinduzierten lokalen Oberflächenkräfte für die Schallerzeugung in Strömungen mit geringen Machzahlen verantwortlich. Für kompakte Körper ist die Schallabstrahlung sogar direkt proportional der zeitlichen Änderung der Luftkräfte am umströmten Objekt, womit über die Richtung der Kräfte auch eine Richtwirkung im abgestrahlten Schall einhergeht. Offenbar treten im vorliegenden Fall die größten Druckstörungen an der Stirnfläche der Stufe auf, und zwar eher im tieffrequenten Bereich (im Grenzfall der Fre-

quenz Null liegt selbstverständlich der größte Überdruckwert an der Stirnfläche der Stufe, vgl. Abbildung 25). Für tiefe Frequenzen ergibt sich daraus eine Luftkraft, die hauptsächlich in bzw. gegen die Strömungsrichtung ausgerichtet ist. Eine dipolartige Abstrahlung ist nach Curle daher zu erwarten. Bei höheren Frequenzen kommen nicht so sehr Nichtkompaktheitseffekte zum tragen (auch bei 2000Hz steht die Stufenhöhe von 1.2cm noch für ein Quellgebiet mit kompakten Ausmaßen), sondern offenbar über die Stufenstirnfläche und die angrenzenden Horizontalflächen gleichmäßiger verteilte lokale Luftkräfte und damit eine weniger ausgeprägte Ausrichtung der Dipole.

Eine Analyse der simulierten Pegel ergibt eine Skalierung der Schallintensität mit etwa der sechsten Potenz der Anströmmachzahl,  $O(p'^2) \approx O(Ma^6)$ . Dieses Ergebnis wird aus folgender Überlegung gewonnen. Zunächst wird für jede der drei Strömungsgeschwindigkeiten das Integral über die quadrierten Zeitverläufe an jeder Mikrofonposition des Richtkreises gebildet. Das Ergebnis zeigt in logarithmischer Darstellung das Diagramm 31. Danach werden die Differenzen unter den quadratisch integrierten Drucksignalen genommen. Zur Ermittlung des Skalierungsexponenten  $n$  wird folgende Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit angenommen:  $p'^2 \simeq U^n$ . Dann gilt für den Intensitätspegel im Fernfeld  $L_I = const + 10 \lg U^n$ . Mit der Differenz der ermittelten Intensitätspegel  $\Delta L_I$  bei zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten  $U_1$  und  $U_2$  ergibt sich also

$$n = \frac{\Delta L_I}{10 \lg(U_2/U_1)}$$

Es ist sinnvoll, nur den Bereich stromauf der Stufe in einem Bereich von  $180^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$  auszuwerten, weil hierhin die geringsten Nahfeldeffekte gelangen; hier also ist eine Annäherung an die Fernfeldlösung am besten. Die mittleren Pegelunterschiede über diesen Bereich zwischen dem Fall 60m/s und dem Fall 40 m/s ergeben 5.2 dB. Zwischen 60m/s und 50 m/s ergibt sich ein mittlerer Unterschied von ca. 2.3 dB. Nach der obigen Formel ergibt sich hieraus beide Male konsistent ein Exponent von  $n_{2D} = 2.8$  (der Index deutet an, dass es sich um einen Exponenten aus einer 2D-Rechnung handelt). Dazu tritt eine weitere Überlegung: Für alle Geschwindigkeiten wurde ein Störwirbel der selben Störgeschwindigkeit initialisiert. Es ist jedoch bekannt, dass die turbulenten Geschwindigkeitsstörungen proportional der Anströmgeschwindigkeit  $U_\infty$  sind,  $u' \simeq U_\infty$ . Gleiches gilt für die Druckstörungen. Daher müssen die erhaltenen Ergebnisse für die Druckfluktuationen proportional der Anströmmachzahl skaliert werden, d.h. für die Intensität ergibt sich eine zusätzliche Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit zum Quadrat. Damit ist der korrigierte Skalierungsexponent  $n_{2D}^{korr} = 4.8$ . Schließlich muss berücksichtigt werden, dass zweidimensionale Simulationen stets einen um eins reduzierten Exponent liefern, verglichen mit dem dreidimensionalen Fall. Daher ergibt sich am Ende ein Skalierungsexponent  $n_{3D} = 5.8$ . Auch dieses Ergebnis ist in Einklang mit der von Curle vorhergesagten Abhängigkeit der Intensität mit der Anströmmachzahl für kompakte umströmte Körper, wonach ein Exponent von sechs zu erwarten wäre.

Ein Vergleich der Schallabstrahlung bei verschiedenen Stufengeometrien (Diagramme 29, 32, 33) zeigt das Folgende. Die vermutete schallmindernde Wirkung der Stufenabrundung fällt geringer aus, als erwartet. Für tiefe Frequenzen ist die kantige Stufe am lautesten, gefolgt von der Stufe mit  $R = h/2$ . Die leiseste Geometrie ist die Stufe mit  $R = h$ . In der Hauptabstrahlungsrichtung entgegen der Strömungsrichtung liegt der Unterschied zwischen kantiger und mit  $R = h$  gerundeter Stufe in der Größenordnung von 6 Dezibel (vgl. Abbildungen 29 und 33). Bei höher-

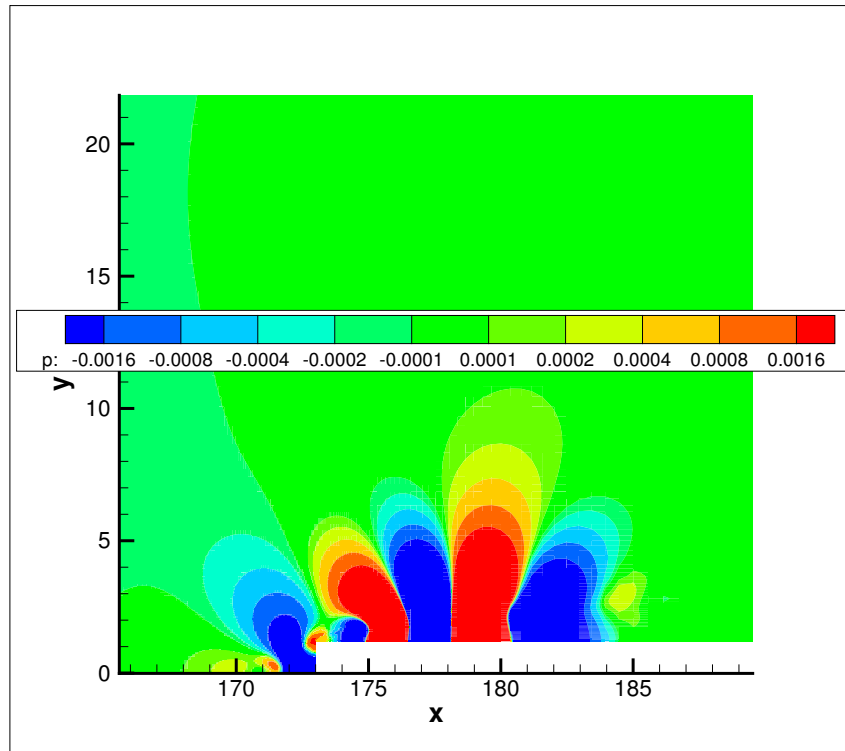


Abbildung 26: Druckschwankungen infolge Wechselwirkung mit Wirbel an der kantigen Stufe,  $t = 0.00422 \text{ s}$  nachdem der Testwirbel initialisiert wurde,  $U_\infty = 50 \text{ m/s}$ .

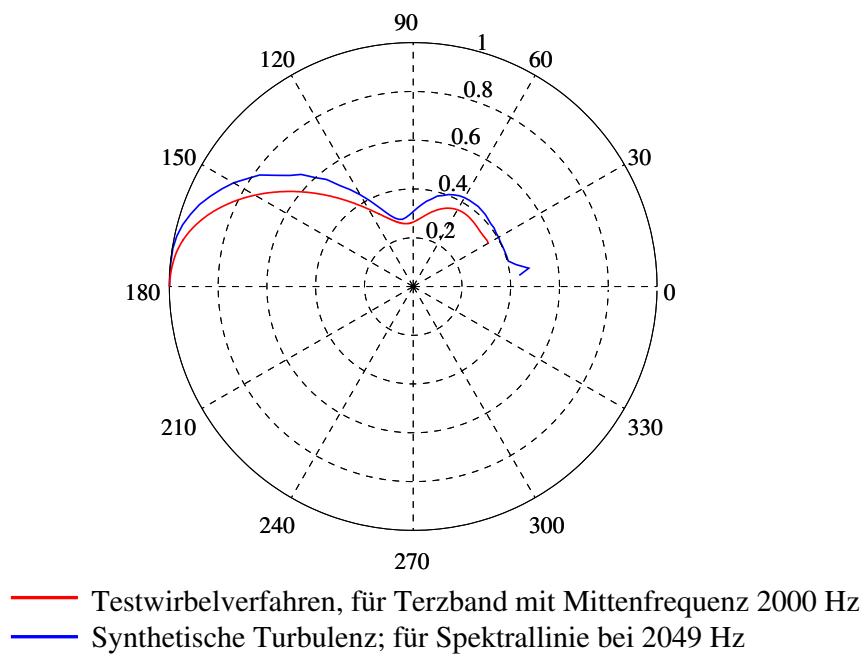


Abbildung 27: Vergleich der Richtcharakteristiken mit SNGR Model für  $R = h/2$  an  $U_\infty = 50 \text{ m/s}$ , (vgl. Berichtsteil der TU Dresden, AP1310).

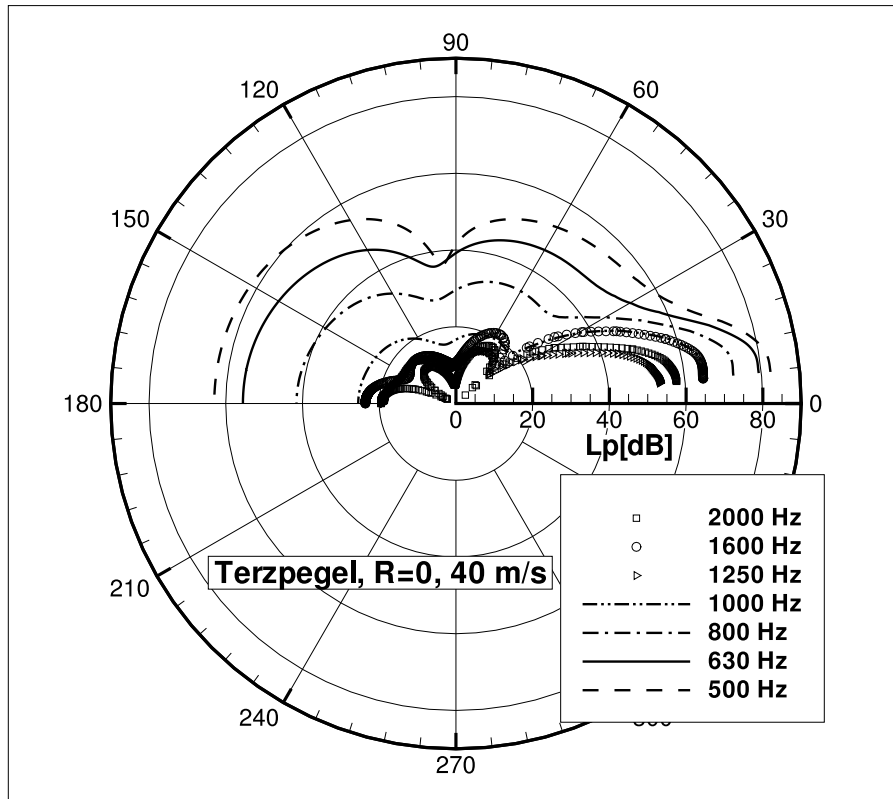


Abbildung 28: Terzpegel für kantige Stufe mit Krümmungsradius  $R = 0$ , 40m/s.

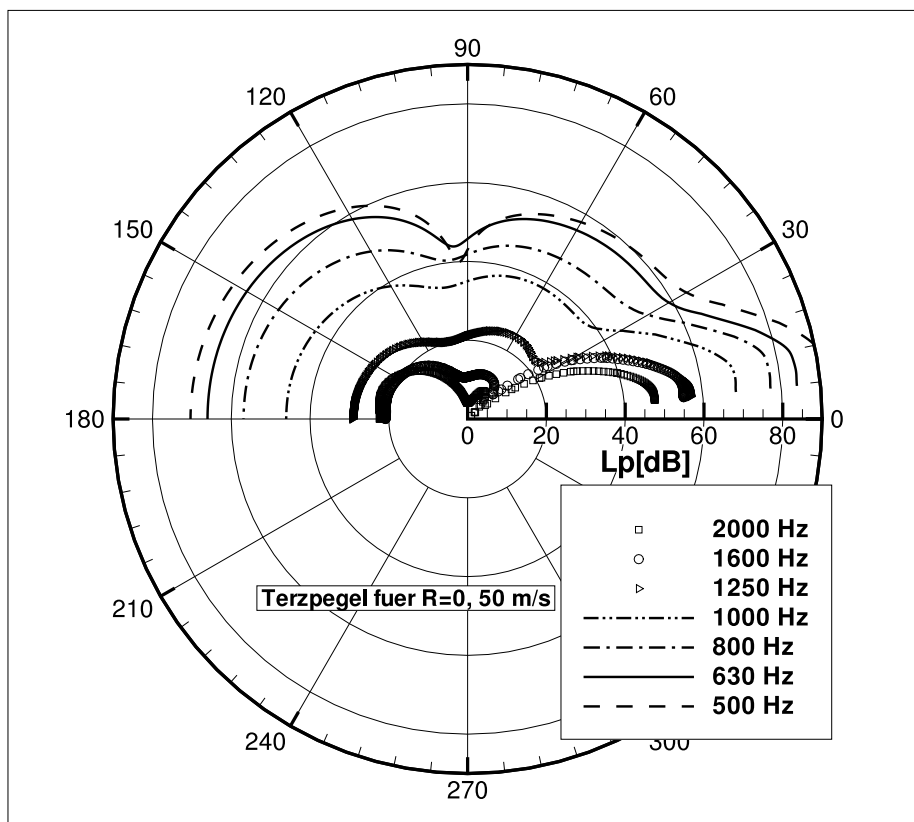


Abbildung 29: Terzpegel für kantige Stufe,  $R = 0$ , 50m/s.

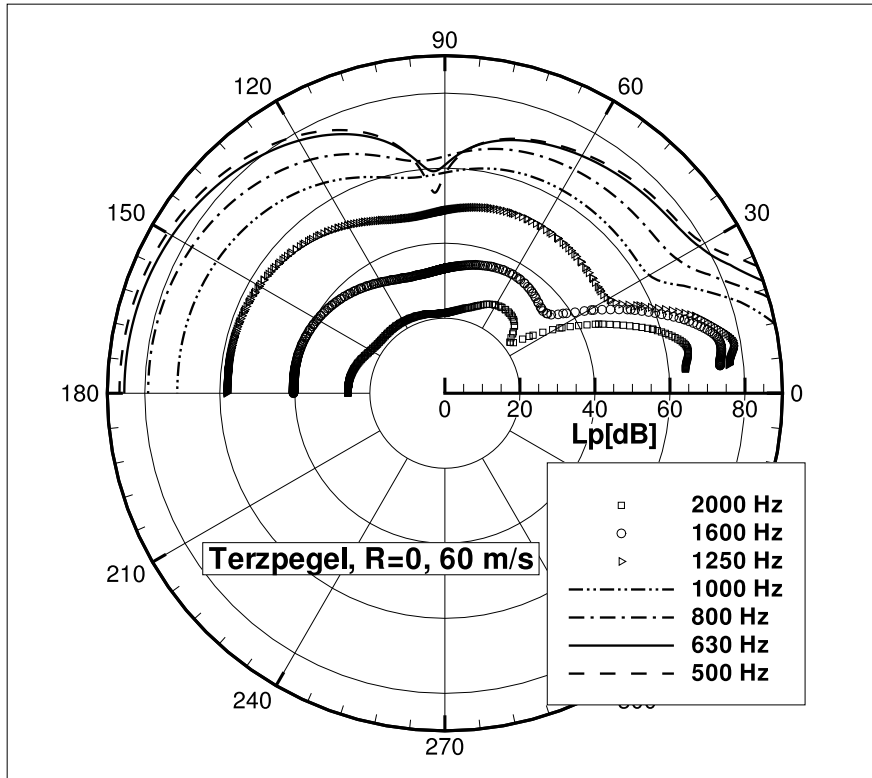


Abbildung 30: Terzpegel für kantige Stufe,  $R = 0$ , 60 m/s.

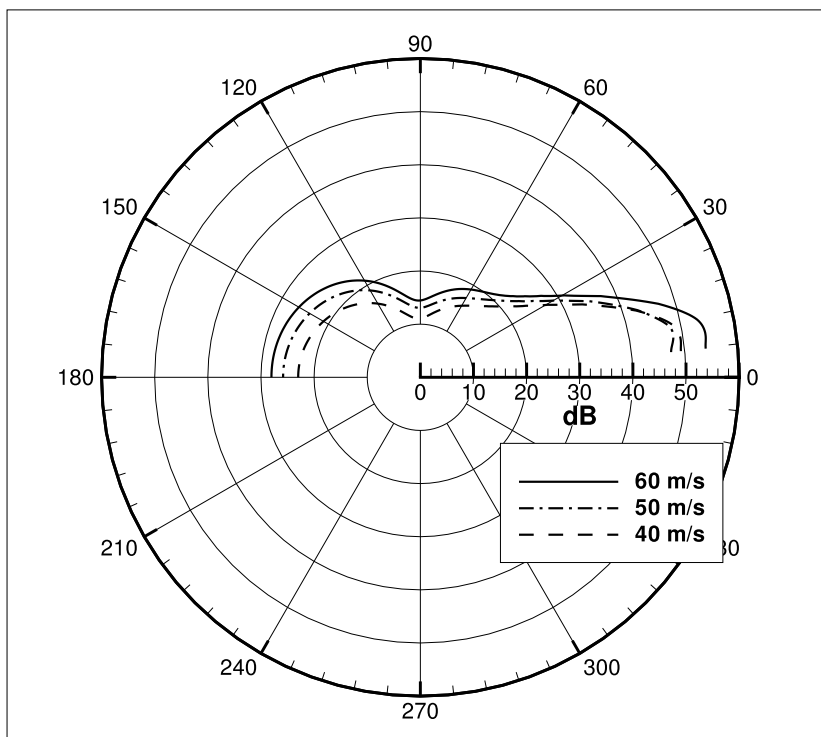


Abbildung 31: Zeitintegral über quadratische Druckstörungen.

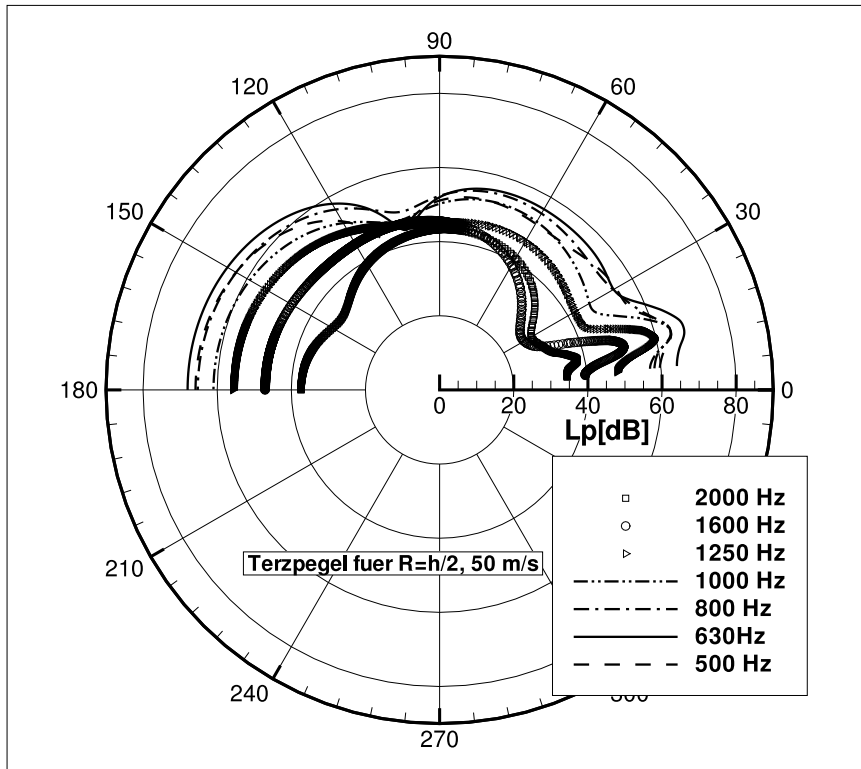


Abbildung 32: Terzpegel für runde Stufe mit Krümmungsradius  $R = h/2$ .

en Frequenzen ergibt sich ein weniger klares Bild: die kantige Stufe erscheint als leiseste gefolgt von der Stufe mit Rundung  $R = h$ . Die lauteste Stufe ist im hochfrequenten Bereich die Stufe mit  $R = h/2$ . Welche Mechanismen hierfür verantwortlich sind, konnte im Rahmen der Arbeit nicht mehr aufgeklärt werden.

Aufgrund von Problemen bei der Interpretation der von EADS (AP-1320) ermittelten Messergebnisse (Signal-Rauschabstand) war ein Vergleich der rechnerisch bestimmten Lärminderungseffekte mit dem Experiment nicht möglich (vgl. auch Berichtsteil der TU Dresden, AP1310).

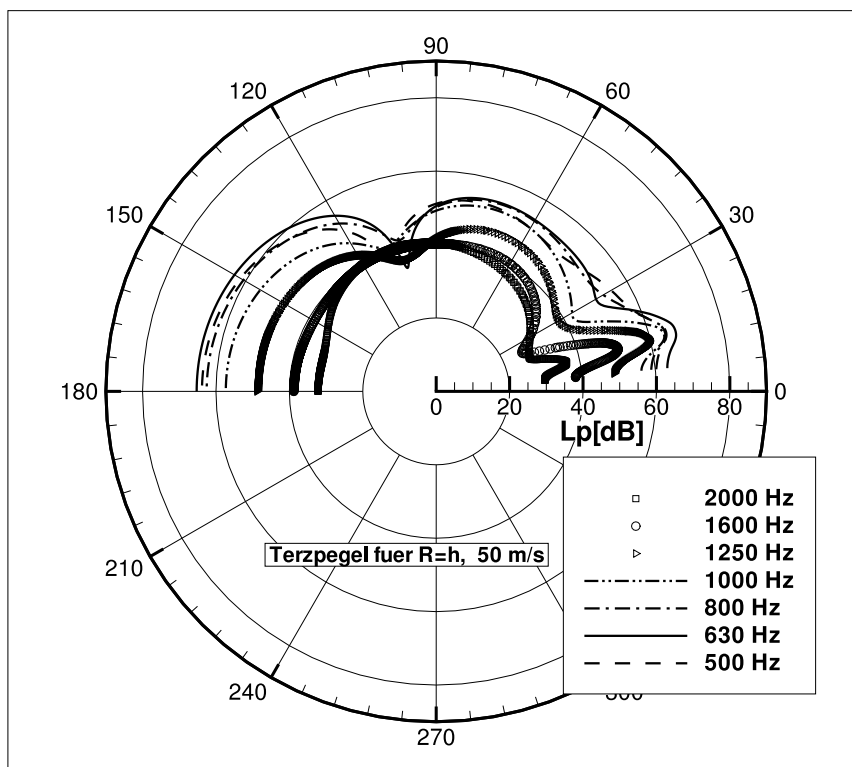


Abbildung 33: Terzpegel für runde Stufe mit Krümmungsradius  $R = h$ .



## Literatur

- [1] Schlichting H., “*Boundary Layer Theory*”, McGraw-Hill, seventh Ed., (1979).
- [2] Lighthill MJ, “*aerodynamic sound emmission as a single perturbation problem*”, Stud. Appl. Math. **49**, 21, (1970).
- [3] Lighthill MJ, “*On the sound generated aerodynamically, I: General theory*”, Proc. Roy. Soc. of London, **A211**, 564, (1952).
- [4] Ffowcs Williams J. E. and Hawkings D. L., “*Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion*”, Phil. Trans. Roy. Soc. London, series A, **A264**, 321–342, (1969).
- [5] Möhring W, “*Modelling low Mach number noise*”, Ed. EA Müller, Mechanics of Sound Generation in Flows, Springer Verlag, (1979).
- [6] Rossiter J. E., “*Wind tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds*”, Technical Report, London, 1966.
- [7] Rayleigh L. “*The theory of sound*”, Macmillian, London (1894), reprinted by Dover, New York, (1945).
- [8] Tam C.K.W., Webb J.C. and Dong Z. “*A study of the short wave components in computational acoustics*” J. Comp. Phys., **1**, (1), 1–30, (1993).
- [9] Tam CKW, “*Direct Computation of Non-Linear Acoustic Pulses Using High Order Finite Difference Schemes*” AIAA-Paper 93–4325, (1993).
- [10] Tam CKW, “*The computational aeroacoustics: issues and methods*” AIAA, J. **33**, (10), 1748, (1995).
- [11] Tam CKW, Auriault L, “*Mean flow refraction effects on sound radiated from localized sources in a jet*”, J. Fluid Mech. **370**, 149–174, (1998).
- [12] Trefethen I. N., “*Group Velocity in Finite Difference Schemes*” SIAM Review, **24**, (2), 113–136, (1982).
- [13] G. B. Whitham, Linear and Nonlinear Waves.
- [14] M. D. Van Dyke, “*Perturbation method in fluid mechanics*”, Stanford, The Parabolic Press, Stanford, Calif. (1975).
- [15] G.-W. He, M. Wang and S. K. Lele, “*on the computation of space time correlations by large eddy simulation*”, Annual Research Briefs, Center for Turbulence Research, Stanford, Calif. (2003).
- [16] M. S. Howe, “*Contributions to the theory of aerodynamic sound with application to excess jet and the theory of the flute*”, J. Fluid Mech. **71**, pp.625–673, (1975).

- [17] R. Berthet, D. Astruc, “*Numerical boundary conditions for sound scattering simulation*, J. Comp. Phys. **190**”, pp. 64–99, (2003).
- [18] M. E. Goldstein, “*An exact form of Lilley’s equation with a velocity quadrupole/temperature dipole source term*”, J. Fluid Mech. **443**, pp. 231–236, (2001).
- [19] M. E. Goldstein, “*Aeroacoustics*”, McGraw–Hill, (1976).
- [20] G. M. Lilley, “*On the noise from jets, noise mechanisms*”, AGARD-CP-131, pp.13.1–13.12, (1974).
- [21] D. C. Wilcox, “*Turbulence Modelling for CFD*”, DCW Industries Inc., (1993).
- [22] R. Vichnevetsky, J. B. Bowles, “*Fourier analysis of numerical approximations of hyperbolic equations*”, SIAM, Philadelphia, (1982).
- [23] P. D. Lax, B. Wendroff, “*Systems of conservation laws*”, Commun. Pure Appl. Math., **13**, 217, (1960).
- [24] Megacads Tutorial, DLR Braunschweig.
- [25] Flower Users Manual, Version 116.14, DLR Braunschweig, Juni 2003.
- [26] Delfs, J. W., Grogger H. A. and Lauke T. G. W. “*Numerical Simulation of Aeroacoustic Noise by DLR’s Aeroacoustic Code PIANO*”, Users Manual, DLR Braunschweig, Oct. 2002.
- [27] Pott-Pollenske, M. “*Aeroakustischer Windkanal Braunschweig-Hintergrundgeräuschmessung*”, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V Braunschweig, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, 2004.
- [28] Lummer M., Grogger H. A., Delfs J. W. “*Using RANS Mean Flow Fields in Numerical Aeroacoustics Simulations (CAA)*”, RTO/AVT Symposium on Aging Mechanisms and Control, Part A - Development in Computational Aero- and Hydro-Acoustics, Manchester, UK, 8-11 October 2001.

# Berechnungsverfahren für mittel- und hochfrequenten Körperschall zum Einsatz in der Lärminderung bei Fahrzeugkonstruktionen

## Schlussbericht

zum Vorhaben: Leiser Verkehr – Quellen, Ausbreitung, Prognose

Verbundprojekt: Akustische Simulationsverfahren (AKUSIM)

Teilprojekt TU Dresden: Strömungsgeräusch-Wanddruckschwankungen,  
Körperschall–Energieflussmethode

Hier: Körperschall–Energieflussmethode (Arbeitspaket 1340)

Förderkennzeichen FKZ: 19 U 1074 A



April 2005

---

# INHALTSVERZEICHNIS

I	Kurze Darstellung.....	2
I.1	Aufgabenstellung .....	2
I.2	Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde .....	2
I.3	Planung und Ablauf des Vorhabens.....	3
I.4	Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde .....	3
I.5	Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....	3
II	Eingehende Darstellung .....	4
II.1	Erzielte Ergebnisse .....	4
II.1.1	Einleitung .....	4
II.1.2	Referenzstrukturen und Messungen .....	4
II.1.3	HFEBEM-Ergebnisse .....	10
II.1.4	Messergebnisse mit Microphone Array .....	15
II.1.5	Bewertung.....	16
II.2	Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse .....	18
II.3	Während der Durchführung des Vorhabens dem Zuwendungsempfänger bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen .....	19
II.4	Veröffentlichungen der Ergebnisse .....	21
II.4.1	Vortragsveröffentlichungen .....	21
II.4.2	Studentische Arbeiten .....	21
II.4.3	Öffentliche Vorträge .....	22
II.4.4	Literatur.....	22
III	Erfolgskontrollbericht.....	23
III.1	Beitrag des Ergebnisses zu den förderpolitischen Zielen des Förderprogramms .....	23
III.2	Wissenschaftlich-technisches Ergebnis des Vorhabens .....	23
III.3	Fortschreibung des Verwertungsplans.....	24
III.4	Arbeiten, die zu keiner Lösung geführt haben.....	25
III.5	Präsentationsmöglichkeiten für mögliche Nutzer .....	25
III.6	Einhaltung der Ausgaben- und Zeitplanung .....	25

---

# I Kurze Darstellung

## I.1 Aufgabenstellung

Ziel des Arbeitspaketes 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ war die Bereitstellung eines Berechnungsverfahrens für die Ausbreitung von mittel- und hochfrequentem Körperschall auf der Basis von Energieflussmethoden, das sich in die bestehende Modellierungs- und Berechnungspraxis einpassen lässt und damit zur Unterstützung der lärmarmen Konstruktion von Verkehrsmitteln beiträgt.

Dazu erfolgte die Definition von acht Teilaufgaben (TA):

- TA 1: Definition typischer Anwendungsfälle
- TA 2: Zur SEA alternative Berechnungsverfahren
- TA 3: Definition und Anfertigung von Referenz-Strukturen
- TA 4: Stoßstellen-Berechnung
- TA 5: Labormessungen an Referenzstrukturen
- TA 6: Weiterentwicklung, Programmierung und Erprobung des ausgewählten Energiefluss-Verfahrens
- TA 7: Modifikationen
- TA 8: Bewertung und Dokumentation

In der TA 1 wurden typische Anwendungsfälle aus der Fahrzeugindustrie definiert, für die das alternative Berechnungsverfahren von TA 2 zum Einsatz kommen sollte. Konkretisiert wurden die Anwendungsfälle in TA 3, wobei drei Referenzstrukturen konstruiert und am Institut für Akustik und Sprachkommunikation der Technischen Universität aufgebaut worden sind. TA 4 beschäftigt sich mit der Transmissionsberechnung über Stoßstellen zwischen den Strukturgrenzen. In TA 5 erfolgten verschiedenartige Labormessungen an den Referenzstrukturen, die in TA 7 mit praxisrelevanten Strukturänderungen intensiviert wurden. Das in TA 2 ausgewählte Berechnungsverfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) ist in TA 6 erweitert und erprobt worden.

## I.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Am Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden sind Labore, Rechentechnik sowie akustische Spezialräume zur Verfügung gestellt worden. Die fachliche Betreuung durch Lehrstuhlinhaber und weiterer Haushaltbeschäftigter wurde gesichert. Zusätzlich entstanden im Rahmen dieses Arbeitspaketes drei studentische Arbeiten, zwei Diplomarbeiten und eine Studienarbeit (siehe Abschlussbericht).

### I.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Die bereits erwähnten Teilaufgaben wurden dem veränderten Projektbeginn angepasst und mündeten in folgenden Ablaufplan:

Nr.	Teilaufgabe (TA)	2002	2003	2004	2005
1	Anwendungsfälle		■		
2	Berechnungsverfahren	■	■		
3	Referenz-Strukturen		■	■	
4	Stoßstellen		■	■	
5	Labormessungen		■	■	■
6	Verfahren		■	■	■
7	Modifikation				■
8	Bewertung				■

Bei regelmäßigen Projekttreffen wurde der kontinuierliche Fortschritt des Arbeitspaketes 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ vorgestellt. Dabei erfolgten verschiedene Absprachen mit den Projektpartnern bezüglich fachlicher und administrativer Angelegenheiten. Die Ergebnisse sind jeweils in einem Protokoll festgehalten.

Die Teilnahme an nationalen und internationalen Konferenzen ist während des gesamten Projektes erfolgt. Auf der Deutschen Jahrestagung für Akustik (DAGA) wurden 2003, 2004 und 2005 die Ergebnisse von mehreren Autoren vorgetragen (siehe Abschlussbericht). Zusätzlich erfolgten Vorträge auf dem International Congress on Sound and Vibration in den Jahren 2003, 2004 und 2005.

### I.4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

Ausgangsstand der Arbeiten bildete die Motivation, hochfrequente Schwingungen genauer vorherzusagen, als das die Statistische Energieanalyse (SEA) vermag. Dazu erfolgte eine umfassende Literaturrecherche (siehe Bericht zu Teilaufgabe 2), die als Ziel eine Randintegralmethode, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), als SEA-Alternative auswählte. Die Entwicklung und Formulierung der Theorie der HFBEM wurde in dieser Form erstmals Mitte der 90-er Jahre durch die Ecole Centrale de Lyon vorgestellt.

### I.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Bereits zu Beginn des Projektes war vorgesehen, das alternative Berechnungsverfahren nicht nur mit Ergebnissen der SEA zu vergleichen, sondern Messungen praxisrelevanter Strukturen heranzuziehen. In Abstimmung mit Fahrzeugherstellern unterschiedlicher Branchen erfolgten Definitionen mehrerer

Anwendungsfälle (siehe Bericht zu Teilaufgabe 1), aus denen konkret drei generische Fahrzeugstrukturen aufgebaut wurden. Im einzelnen erfolgten Absprachen mit der VOLKSWAGEN AG in Wolfsburg, Gruppe Fahrzeug-Forschung Akustik, BOMBARDIER TRANSPORTATION in Hennigsdorf und für den Nutzfahrzeugbereich mit EADS in Ottobrunn.

## II Eingehende Darstellung

### II.1 Erzielte Ergebnisse

#### II.1.1 Einleitung

Dieser Bericht enthält die Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ des Teilprojektes 1300 „Akustische Simulationsverfahren“ aus dem Verbundprojekt 1000 „Verkehrslärm – Quellen, Ausbreitung, Prognose“ im Forschungsverbund „Leiser Verkehr“.

Mehrere Ergebnisse [16], [17], [18], [19], [20] verschiedener Teilaufgaben des Arbeitspakets 1340 sind bereits zusammengefasst worden und liegen dem Bericht teilweise als Anhang bei.

#### II.1.2 Referenzstrukturen und Messungen

##### Bodenblech mit Radhäusern

Um die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) zur Berechnung der Schallausbreitung in PKW Fahrzeugen einzusetzen und ihre Anwendbarkeit zu demonstrieren, ist ein sinnvoller Testaufbau, eine Referenzstruktur, die die spezifischen akustischen Probleme im PKW Fahrzeugbau berücksichtigt, notwendig. An dieser Referenzstruktur können im Labor Messungen vorgenommen werden und mit den durch die HFBEM berechneten Werten verglichen werden.

Um eine möglichst praxisnahe Gestaltung der Referenzstruktur zu gewährleisten wurden bei Gesprächen mit der Gruppe Fahrzeug-Forschung der VOLKSWAGEN AG Wolfsburg als Referenzstruktur für den PKW Fahrzeugbaubereich das Bodenblech eines Volkswagens T4 Modells mit zwei angekoppelten Radhäusern ausgewählt.



**Bild 1:** Referenzstruktur: Bodenblech des Volkswagen T4 mit Radhäusern und Detailansicht

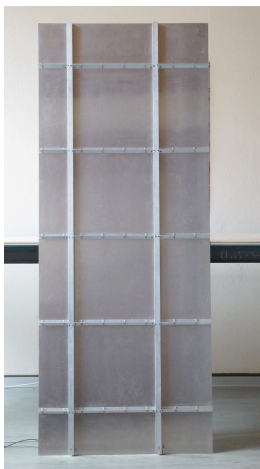
In den Darstellungen auf Bild 1 erkennt man den Grundaufbau der zu testenden Referenzstruktur. In der linken Hälfte ist eine Vorderansicht des verrippten Bodenbleches mit den zwei Radhäusern zu sehen, die Aufhängung der Platte erfolgt mit Federn um nur einen minimalen Energieaustausch mit dem starren Rahmen zuzulassen, d. h. eine freie Lagerung wird nachgebildet.

Rechts im Bild ist die Detailansicht einer Verbindung von Radhaus und Bodenblech zu erkennen. Im Versuchsaufbau wurde die reale Punktschweißverbindung des Volkswagen T4 durch Schrauben abgebildet, deren Durchmesser und Abstand zueinander entsprechend der Größe und des Abstands der Schweißpunkte gewählt wurden.

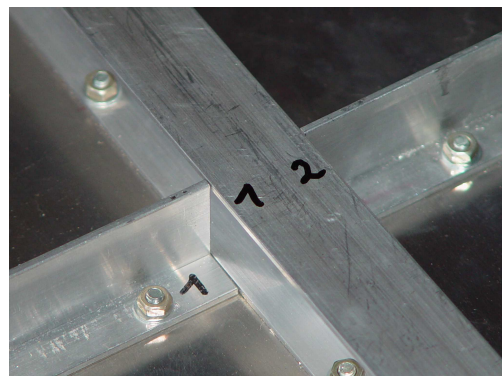
Als eine Variante zu dem geschilderten Versuchsaufbau, werden in einem zweiten Test die Ränder der verrippten Platte und der Radhäuser mit einer etwa 2cm breiten und 2mm dicken Dämpfungsschicht beklebt.

### Verrippte Platte

Für den zweiten Anwendungsfall, der akustischen Berechnung von Fahrzeugstrukturen im Nutzfahrzeugbereich, wurde eine verrippte Platte definiert [16]. Verrippte Platten finden als Bodenbleche oder Fahrzeugseitenwände Verwendung, die Versteifungen werden dabei auf die Grundplatte geschraubt und verändern somit die mechanischen Grundeigenschaften der Platte.



**Bild 2:** Ansicht der versteiften Platte

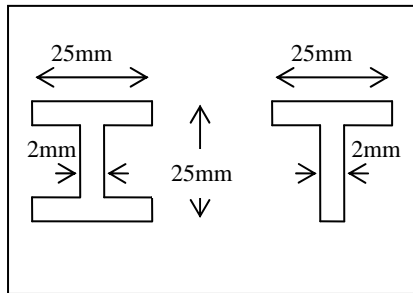


**Bild 3:** Detail der Versteifungen

Die Platte sowie die Versteifungselemente der hier verwendeten Struktur sind aus Aluminium gefertigt. Die Platte hat eine Länge von 2m, eine Breite von 0.8m und eine Dicke von 2mm. Für die Untersuchung der HFBEM Anwendbarkeit wird zunächst die unversteifte Grundplatte getestet und danach die Platte mit aufgebracht Längsversteifungen. Im darauf folgenden Versuch wird die Platte mit den Querversteifungen versehen und in der letzten Untersuchung werden Längs- und Querversteifungen auf die Platte aufgebracht [20].



Es ergeben sich also vier verschiedene Versuchsaufbauten (vgl. Tabelle 1: Aufbau - Varianten). Die jeweiligen Versteifungen werden mit der Platte verschraubt. Bei den zwei Längsversteifungen handelt es sich um Doppel-T-Profile, die Querversteifungen sind aus einfachem T-Profil, in Bild 4 sind die Abmessungen der Profile dargestellt. Die Länge der Träger richtet sich nach der jeweiligen Plattenlänge oder -breite: 2m Länge bzw. 0.8m Breite.



	2 Längsversteifungen Doppel-T-Profil	5 Querversteifung T-Profil
Aufbau 1	--	--
Aufbau 2	✓	--
Aufbau 3	--	✓
Aufbau 4	✓	✓

**Bild 4:** Querschnitt der Versteifungen

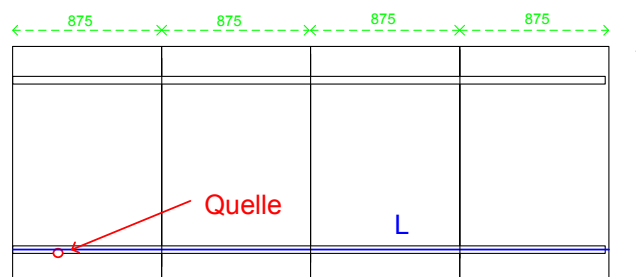
**Tabelle 1:** Aufbau - Varianten

### Hochflurbereich eines Regionalzuges

Nach einem Austausch über die typischen Charakteristika von Schienenfahrzeugen und die dabei auftretenden spezifischen Störschallquellen und Einleitungspunkte mit der BOMBARDIER TRANSPORTATION AG in Hennigsdorf wird eine den Besonderheiten angepasste Referenzstruktur zur Messung vorbereitet. Ziel einer Modellierung soll die Vorhersage des Körperschall-Schnellepegels auf dem Fußboden eines Hochflurpersonenzuges sein. Dabei soll besonders die Ankopplung des Waggon-Unterbaus an die Fußboden Platten sowie die Kopplung der Platten untereinander betrachtet werden.

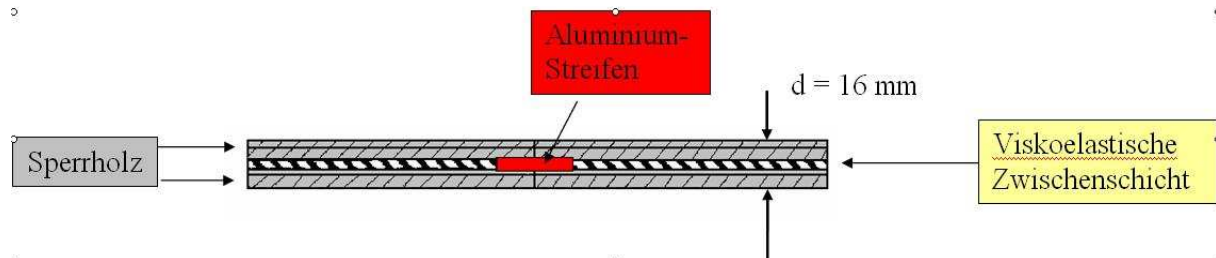
Eine Besonderheit des Aufbaus von Schienenfahrzeugen ist die gegenüber der Breite sehr große Länge der Struktur: Länge  $\gg$  Breite. Der zu untersuchende Fußboden eines Personenzuges besteht aus Sperrholzverbundplatten mit viskoelastischer Zwischenschicht (BaryVAM Platte). Die Lagerung der Fußbodenplatten des Personenzuges erfolgt schwimmend über eine Gummischicht auf den Fahrzeugrahmen (Sylomerstreifen).

Die zu untersuchende Referenzstruktur soll modellhaft das Verhalten des Fußbodens eines Hochflurpersonenzuges bei Anregung über den Rahmen widerspiegeln. Daher wird ein Aufbau des Hochflurbereiches im Maßstab 1:2 nachgebildet (vgl. Bild 5).



**Bild 5:** Zugstruktur, Sicht von Oben

Vier rechteckige Sandwichplatten (Sperrholzverbundplatten BaryVAM) bilden den Fußbodenbereich des Wagens (jeweils 875x1400 [mm]). Die Verbindung der drei Plattenstoßstellen erfolgt mit jeweils einem Aluminiumstreifen, der über die gesamte Plattenbreite in die angrenzenden ausgefrästen BaryVAM-Platten gesteckt wird (vgl. Bild 6).



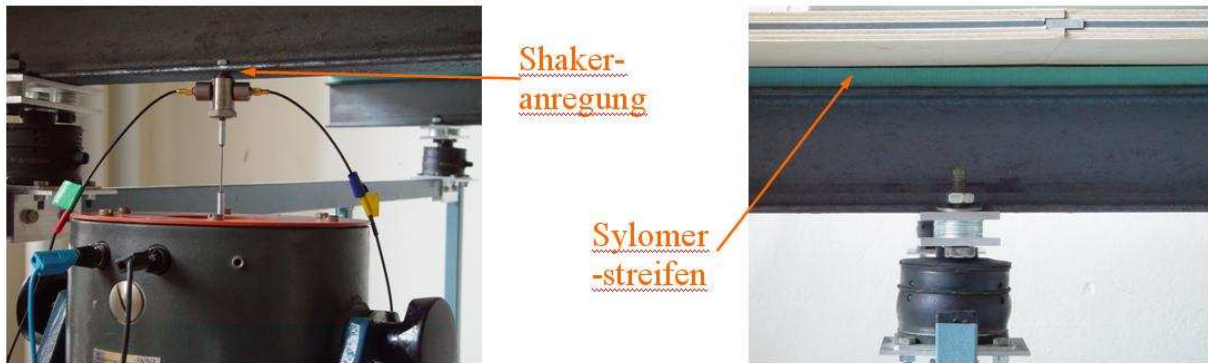
**Bild 6:** Verbindung von zwei Sperrholzverbundplatten

Zwei parallele Stahlträger mit I-Profil stellen ein Modell des Rahmens des Hochflurbereichs dar, auf dem die Fußbodenplatte schwimmend gelagert ist (vgl. Bild 9). Mit einer elastischen Sylomer-Unterlage zwischen beiden Stahlträgern und den Platten wird erreicht, dass am Stahlträger angeregter Körperschall auf dem Ausbreitungsweg zu den Platten weitgehend gedämpft wird (vgl. Bild 8). Durch Luftfedern wird eine Entkopplung der Stahlträger vom Untergrund gewährleistet. Die Resonanzfrequenz liegt dabei in einem Bereich kleiner als 5Hz.



**Bild 7:** Versuchsaufbau, Modell Schienenfahrzeug

In Bild 7 ist der Versuchsaufbau für das Modell eines Schienenfahrzeugs zu sehen. Die Anregung erfolgt mit einem Shaker an der Unterseite eines Doppel-T-Trägers (vgl. Bild 8).



**Bild 8:** Anregung des Aufbaus und Sylomerstreifenverbindung



**Bild 9:** Aufbau Rahmen



**Bild 10:** Entkopplung der Stahlträger durch Luftfedern

Auf dem Bild 9 erkennt man noch einmal den genauen Aufbau der Rahmenkonstruktion auf der die Sperrholzverbundplatten aufliegen. Bild 10 zeigt einen Detailausschnitt der Rahmenkonstruktion: die Entkopplung der Stahlträger durch Luftfedern und die Sylomerschicht, die zwischen Stahlträgern und Sperrholzverbundplatten angebracht ist sind deutlich zu erkennen. Die Materialdaten alle Referenzstrukturen befinden sich in Tabelle 2:

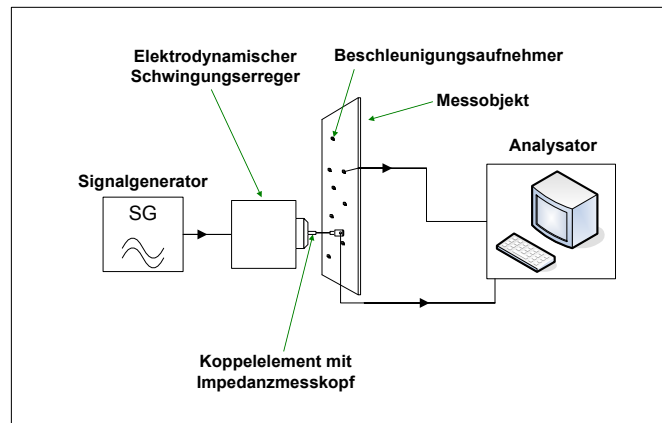
Struktur	Bodenblech	Verrippte Platte	Hochflurbereich
Material	Stahl	Aluminium	Sperrholzverbundplatte "BaryVAM"
Länge	2.50 m	2 m	3.50 m
Breite	1.22 m	0.80 m	1.40 m
Dicke	1 mm	2 mm	16 mm
Dichte	7800 kg/m <sup>3</sup>	2700 kg/m <sup>3</sup>	1040 kg/m <sup>3</sup>
E-Modul	2.1E11 N/m <sup>2</sup>	7.1E10 N/m <sup>2</sup>	5.4E9 N/m <sup>2</sup>
Poissonzahl	0.3	0.34	0.25

**Tabelle 2:** Materialdaten der Referenzstrukturen

### Durchführung der Messungen

Zum Versuchsaufbau (Bild 11) gehörten ein Acht-Kanal-Analysator (Typ 2035 von B&K) für Anregung und Messwertaufnahme, ein Signalverstärker (Typ HVA-2100 von McVoice), zwei elektrodynamischer Schwingungserreger (Typ 4810 von B&K, Typ 11076 von RFT), jeweils mit Koppелеlement und Impedanzmesskopf (Typ 8001

von B&K), das zu untersuchende Messobjekt, sowie mehrere Beschleunigungsaufnehmer (Typ 4503 von B&K).



**Bild 11:** Blockschaltbild Versuchsanordnung

Die Beschleunigungsaufnehmer wurden vor einer neuen Messreihe kalibriert und mit Hilfe von Wachs auf die zu untersuchenden Objekte aufgebracht. Danach wurde eine optimale Signalverstärkung eingestellt. Anhaltspunkt dafür waren die Kraftmessung des Impedanzmesskopfes, bei Messungen an der BaryVAM-Platte, und der Klirr (Vibrationen an Aufhängung und Versteifungen) bei Messungen an Bodenblech und Aluminiumplatte.

Als Anregungssignal diente bei allen Messungen ein Multisinus mit folgenden Spektrallinien: von 100 Hz – 1250 Hz in  $\Delta f = 2$  Hz Abständen und von 1250 Hz – 10000 Hz in  $\Delta f = 16$  Hz Abständen. Die aufgenommenen Messwerte wurden mit MS Excel weiterverarbeitet.

Werden zusätzliche Massen (Beschleunigungsaufnehmer, Impedanzmesskopf) auf das Messobjekt aufgebracht so wird das Messergebnis verfälscht. Man spricht dann vom so genannten „**mass loading effect**“. Diesen Effekt kann man korrigieren indem man den Einfluss der Zusatzmassen herausrechnet.

Das Messobjekt weist ohne Verbindung mit dem Messgerät die Schnelle  $v_0$  und die Impedanz  $Z_0$  auf. Wird ein Beschleunigungsaufnehmer auf das Messobjekt aufgeklebt ändert sich die Schnelle von  $v_0$  auf  $v_m$ , denn die Kraft  $F = v_m Z_a$  des Aufnehmers wirkt auf das Messobjekt zurück. Die zu bestimmende Schnelle  $v_0$  erhält man aus:

$$v_0 = v_m \left( 1 + \frac{Z_a}{Z_0} \right). \quad (1)$$

Die Messungen wurden zum einen mit und zum anderen ohne Korrektur der Masse der Beschleunigungsaufnehmer durchgeführt um den Einfluss der Zusatzmassen zu veranschaulichen.

### II.1.3 HFBEM-Ergebnisse

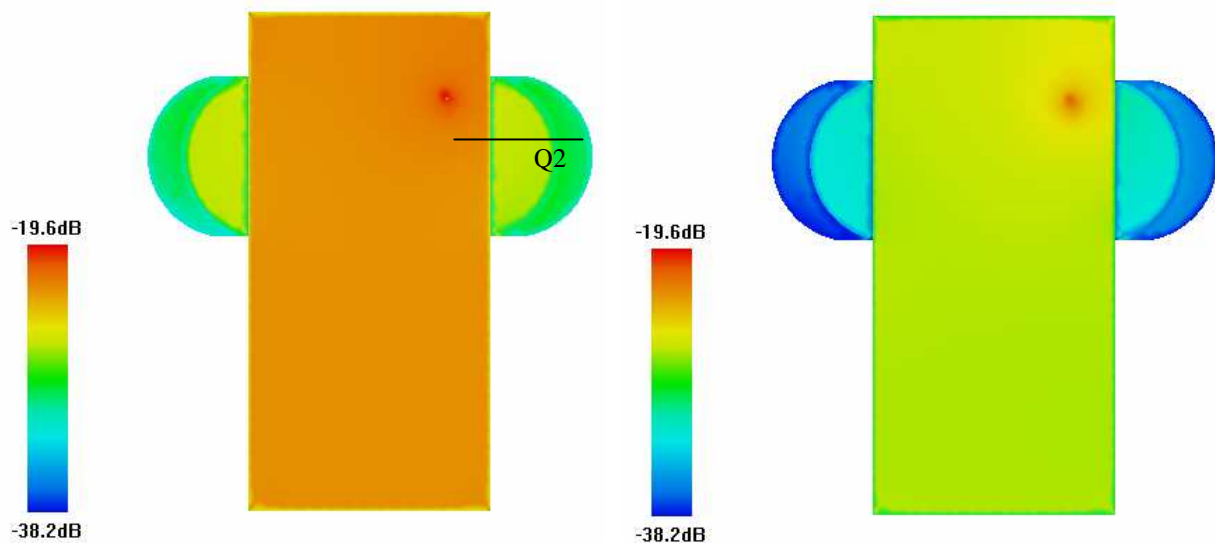
Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse beziehen sich sowohl auf die unveränderten, als auch die praxisrelevant veränderten [20] Referenzstrukturen. Alle folgenden Ergebnisse sind in Form einer Frequency Response Function (FRF) dargestellt:

$$\text{FRF} = 10 \log v^2 Z_0 / P \text{ dB} \quad (2)$$

Dabei bezeichnen  $v^2$  das Körperschall-Schnellequadrat und  $P$  die Leistung, die in die Strukturen mit dem elektrodynamischen Schwingungserreger eingespeist wird.  $Z_0$  ist eine Einheitsimpedanz mit dem Wert 1 Ns/m.

#### Bodenblech mit Radhäusern

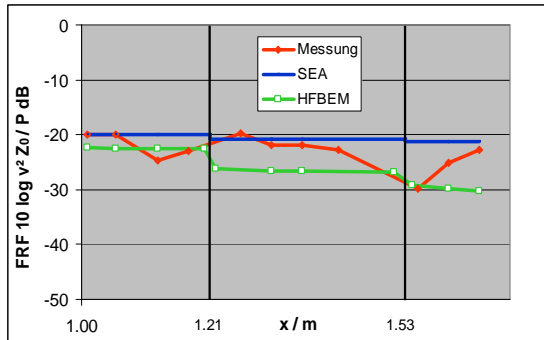
Die HFBEM- und SEA-Berechnungen des Bodenblechs erfolgten im Vergleich mit Messungen der realen Struktur. Verschiedene Pfade [20] sind definiert worden, auf denen die FRF von HFBEM, SEA und Messungen gegenübergestellt sind. Die Modellierung der Radhäuser erfolgte mit je zwei ebenen Platten, die die Flächen und Kantenlängen der realen Strukturen widerspiegeln. Für eine Frequenz von  $f = 1\text{kHz}$  ist in Bild 12 die HFBEM-Berechnung der FRF dargestellt.



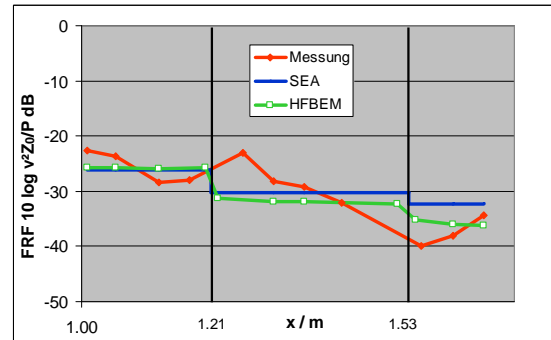
**Bild 12:** HFBEM-Berechnung,  
 $f = 1\text{kHz}$   
*ohne* Dämpfungsbelag

**Bild 13:** HFBEM-Berechnung,  
 $f = 1\text{kHz}$   
*mit* Dämpfungsbelag

Daraus wird ersichtlich, dass die geringe Dämpfung des Bodenblechs und der Radhäuser dafür sorgt, dass die HFBEM keine ausgeprägte örtliche Auflösung innerhalb eines Systems berechnen kann. Detaillierter wird die Berechnung, wenn die durch den aufgebrachtten Randbelag erhöhte Dämpfung berücksichtigt wird (Bild 13). Obwohl die FRF-Pegelunterschiede innerhalb eines Systems nicht wesentlich steigen, so erhöhen sich jedoch die FRF-Pegelunterschiede zwischen den einzelnen Systemen.

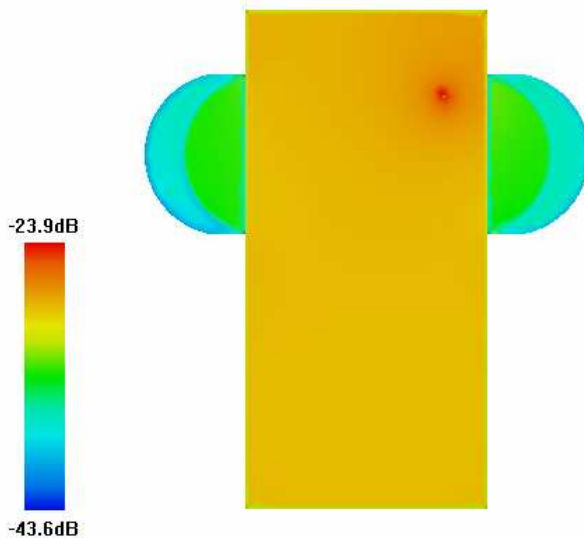


**Bild 14:** Pfad Q2,  $f=1\text{kHz}$   
*ohne* Dämpfungsbelag

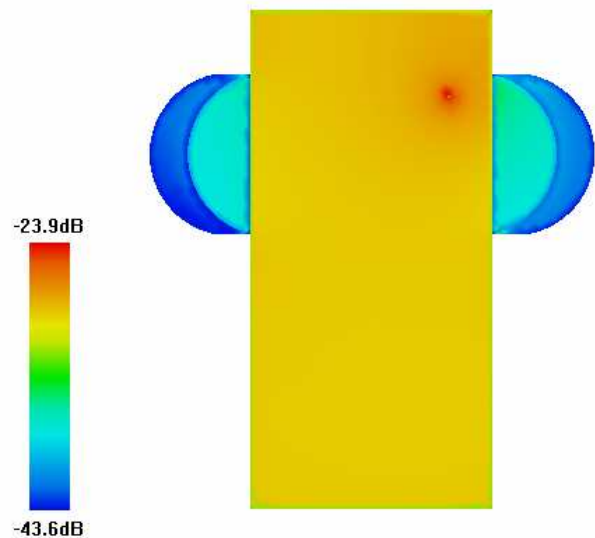


**Bild 15:** Pfad Q2,  $f=1\text{kHz}$   
*mit* Dämpfungsbelag

In Bild 14 und Bild 15 sind die HFBEM-Berechnungen Messwerten und SEA-Berechnungen des Messpfades Q2 (siehe Bild 12) gegenübergestellt. Man erkennt, dass die SEA höhere Prognosen abgibt als die HFBEM. Ohne zusätzliche Randdämpfung liegt die SEA außerdem über den Messwerten der Struktur. Nachdem ein zusätzlicher Dämpfungsbelag auf den Rand von Bodenblech und Radhäusern geklebt wurde, liegen HFBEM und SEA näher beieinander. Obwohl die HFBEM mehr Information als die SEA enthält, ist sie in beiden Fällen (mit / ohne Randdämpfung) in etwa von der gleichen Qualität wie die SEA.



**Bild 16:** HFEM-Berechnung,  
 $f = 4\text{kHz}$   
*ohne* Dämpfungsbelag

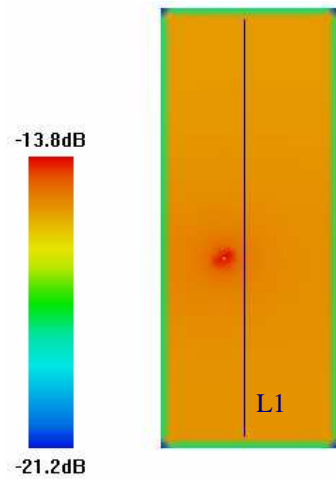


**Bild 17:** HFEM-Berechnung,  
 $f = 4\text{kHz}$   
*mit* Dämpfungsbelag

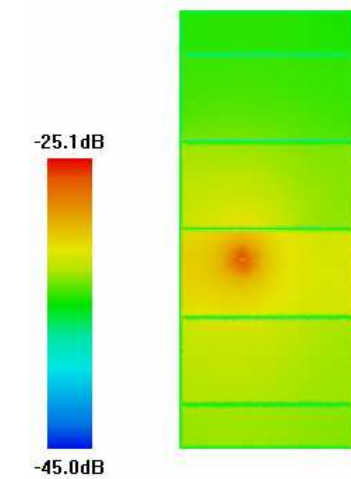
Bei einer Frequenz von  $f = 4\text{kHz}$  unterscheidet sich der Dämpfungsverlustfaktor des Bodenblechs zwischen den zwei Fällen mit Dämpfungsbelag und ohne Dämpfungsbelag kaum. Deshalb ist bei der HFEM-Berechnung in Bild 16 und in Bild 17 kein wesentlicher Unterschied bei den Schwingschnellen des Bodenblechs in Form der FRF zu erkennen. Gleichwohl wird deutlich, dass die Radhäuser durch den Dämpfungsbelag wesentlich geringer schwingen als ohne diese zusätzliche Dämpfung.

## Verrippte Platte

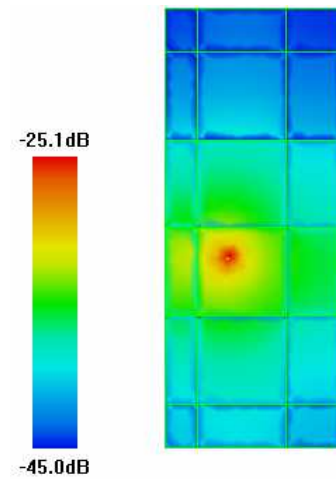
Für die un-, quer- und kreuzversteifte Platte sind die HFBE-M-Berechnungen in Bild 18 bis Bild 20 gegenübergestellt. Dabei wird deutlich, dass die Zunahme der Versteifungen einen erhöhten FRF-Pegelabfall verursacht.



**Bild 18:** HFBE-M-Berechnung f=5 kHz, *keine* Versteifungen

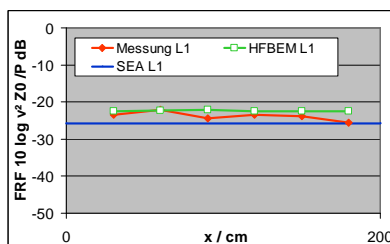


**Bild 19:** HFBE-M-Berechnung f=5kHz, *Quer*versteifungen

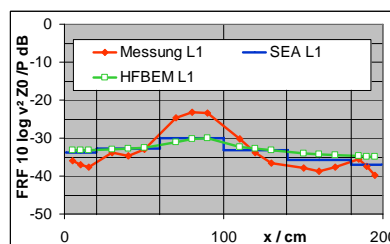


**Bild 20:** HFBE-M-Berechnung f=5kHz, *Kreuz*versteifung

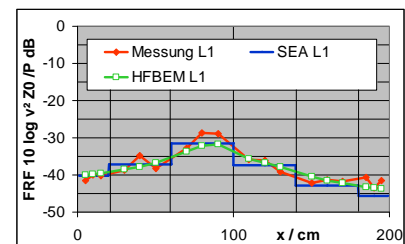
In Bild 21 bis Bild 23 sind die HFBE-M-Berechnungsergebnisse mit den SEA-Berechnungen sowie Messungen längs des Messpfades L1 [20] verglichen. Auch hier wird wieder der höhere Informationsgehalt der HFBE-M in Bezug zur SEA deutlich. Für den Fall der kreuzversteiften Platte sind die HFBE-M-Ergebnisse in sehr guter Übereinstimmung mit den Messwerten (Bild 23), während die HFBE-M bei der quer- und kreuzversteiften Platte in dem System, in dem sich die Quelle befindet, im Vergleich zur Messung einen zu niedrigen Pegel berechnet. Bis auf die un- und quer- und kreuzversteifte Aluminiumplatte eine genauere Körperschallausbreitung berechnen als die SEA.



**Bild 21:** Pfad L1, f=5 kHz *keine* Versteifungen



**Bild 22:** Pfad L1, f=5 kHz *Quer*versteifungen

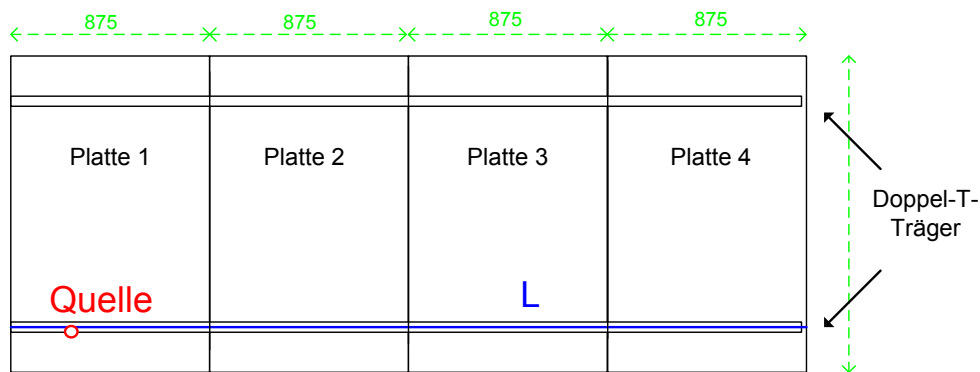


**Bild 23:** Pfad L1, f=5 kHz *Kreuz*versteifung

Für die in [20] vorgestellten Querpfade waren die Berechnungen der HFBE-M in etwa der SEA ebenbürtig. Da im Fall der Längsversteifung nur zwei Transmissionen im Verlaufe einer der Querpfade auftreten und die Plattenbreite wesentlich geringer als die Plattenlänge ist, liegen die meisten Mess- und Berechnungsergebnisse (für einen Frequenzbereich) in ähnlichen Bereichen und die HFBE-M kann hier keine wesentlichen Vorteile gegenüber der SEA aufweisen.

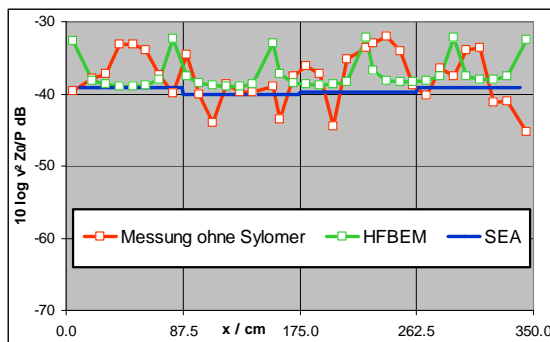
## Hochflurbereich eines Regionalzuges

Wie bereits in [20] ausführlicher beschrieben, erfolgten HFBEM- und SEA-Berechnungen im Vergleich zu Messungen der Regionalzugstruktur. Dabei wurden im Modell die in der Praxis vorhandenen Sylomerstreifen wahlweise mit bzw. nicht mit betrachtet. Der Vergleich mit Messwerten der Struktur ist nur bis ca.  $f=1,25$  kHz möglich, da bei höheren Frequenzen aufgrund hoher Dämpfung kaum ausreichend Leistung in die Struktur gelangen kann. Oberhalb von 1,25 kHz bricht der Signal-Rausch-Abstand drastisch ein. Unterhalb von  $f=500$  Hz macht eine Berechnung allerdings auch wenig Sinn, da die Modendichte-Voraussetzungen für die HFBEM und die SEA unterhalb dieser Frequenz keine zuverlässigen Prognosen erlaubt. In [20] wurden Ergebnisse für  $f=1$  kHz vorgestellt.

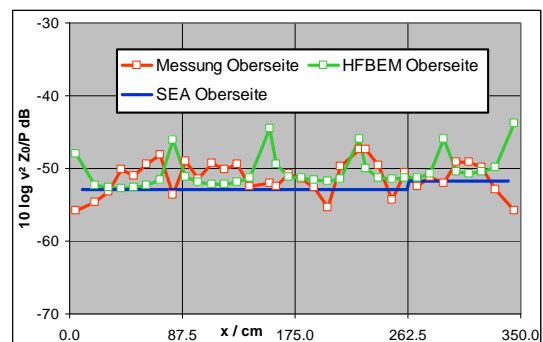


**Bild 24:** Mess- und Simulationspfad des Hochflurbereiches (Sicht von oben)

Im Folgenden werden die FRF-Ergebnisse für den Pfad L für die Frequenz  $f=500$  Hz erläutert.



**Bild 25:** Pfad L,  $f=500$  Hz, ohne Sylomer

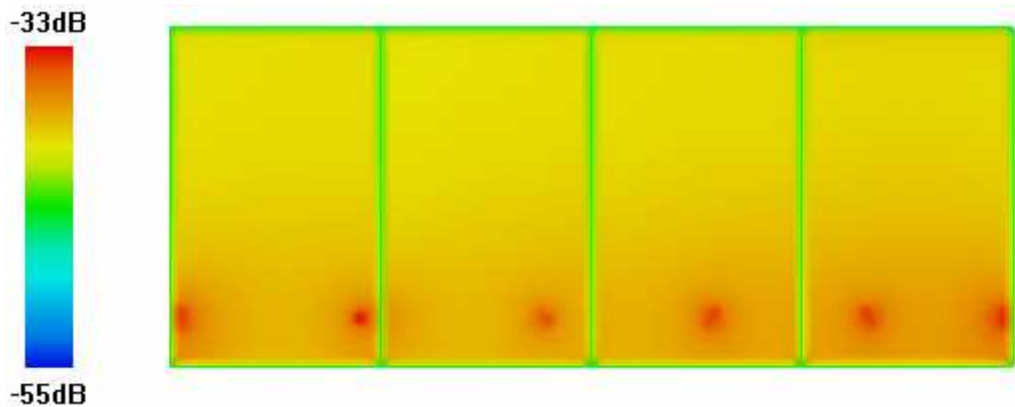


**Bild 26:** Pfad L,  $f=500$  Hz, mit Sylomer

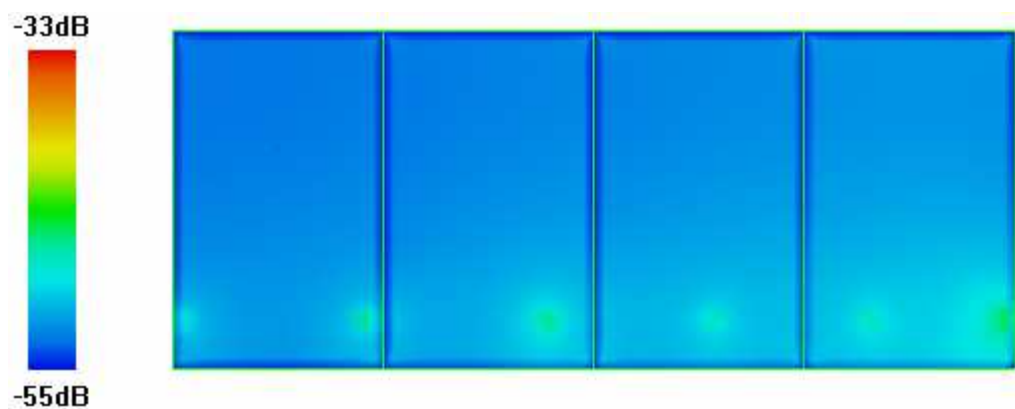
Wie aus Bild 25 und Bild 26 ersichtlich wird, ist die Frequency Response Function der Platten-Schwingschnelle durch die aufgelegten Sylomerstreifen wesentlich niedriger, als wenn die Platten direkt auf die Stahlträger gelegt werden. In beiden Fällen liegt die HFBEM etwas näher an den Messungen, als die SEA. Einige FRF-Maxima können von der HFBEM näherungsweise vorausberechnet werden; jedoch zeigt sich, dass die Körperschallausbreitung durch die mehrlagigen Sperrholzverbundplatten komplexer Natur ist und die FRF-Maxima der Stahlträger nicht unbedingt den Positionen der FRF-Maxima der Platten entsprechen. Trotzdem erhält man unter Anwendung der HFBEM gute Näherungswerte für die



Schwingschnellepegel der Regionalzugstruktur, während die SEA mehr oder weniger den gleichen Schwingschnellepegel über alle Platten berechnet.



**Bild 27:** HF-BEM-Berechnung,  $f=500\text{Hz}$ , *ohne* Sylomerstreifen



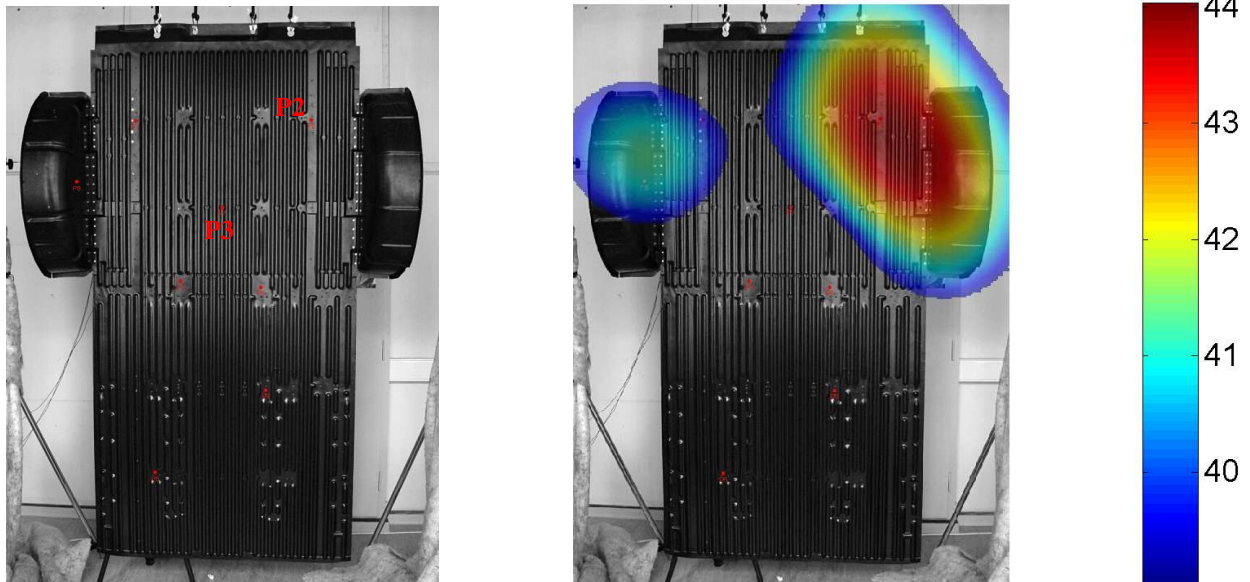
**Bild 28:** HF-BEM-Berechnung,  $f=500\text{Hz}$ , *mit* Sylomerstreifen

Bild 27 und Bild 28 verdeutlichen, dass sich die unterschiedlichen FRF-Pegel vor allem in der Nähe der Quellen befinden. Bei einem Berechnungspfad, der rechtwinklig zu  $L$  und über die Breite einer Platte verläuft, ergibt die HF-BEM-Berechnung einen geringeren Pegelabfall (als längs von  $L$ ), der bei  $f=1\text{kHz}$  ungefähr 3 bis 4 dB beträgt.

Auch bei der Struktur des Regionalzuges hat die HF-BEM Vorteile gegenüber der SEA gezeigt. Die komplexe Modellierung der Struktur (Sandwich-Aufbau, Sylomerstreifen) erfordert eine genaue Kenntnis der Eingangsdaten für die Berechnung, die hier für isotrope Platten mit den Materialdaten der Sperrholzverbundplatten erfolgt ist. Trotzdem hat die vereinfachte Modellierung eine gute Übereinstimmung zwischen HF-BEM und Messung und zwischen SEA und den mittleren Frequency Response Functions der Messung gezeigt.

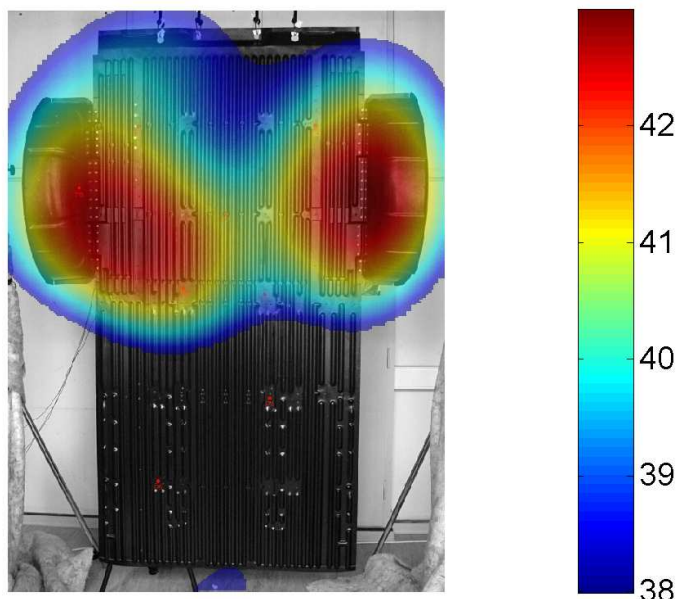
## II.1.4 Messergebnisse mit Microphone Array

Für das in II.1.2 vorgestellte Bodenblech wurde mit einem aus 32 in zwei konzentrischen Kreisen angeordneten Mikrofonen bestehenden Microphone Array die Luftschallabstrahlung gemessen.



**Bild 29:** Bodenblech mit Anregungspunkten (links), Schalldruckpegel für  $f_{\text{Terz}}=1000$  Hz bei Anregung P2 (rechts)

In Bild 29 (links) sind die Anregungspunkte für die Messungen eingezeichnet. Das Array befand sich in einer Entfernung von 2,50 m parallel zum Bodenblech.



**Bild 30:** Schalldruckpegel für  $f_{\text{Terz}}=1000$  Hz bei Anregung P3

Im Vergleich von Bild 29 (rechts) und Bild 30 wird deutlich, dass die Radhäuser im dargestellten Frequenzbereich den größten Beitrag für die Luftschallabstrahlung liefern. Bei mittlerer Anregung (P3) strahlen beide Radhäuser einen vergleichbaren Schalldruck ab, während die Abstrahlung des durch P2 verursachten Luftschalles im Wesentlichen durch das sich in Quellnähe befindliche rechte Radhaus erfolgt. Für die Anregung wurde in beiden Fällen Weißes Rauschen verwendet. Der dargestellte Schalldruckpegel repräsentiert den Pegel, der sich in der Mitte des Arrays durch eine Punktquelle ergibt, die sich im anvisierten Ort befindet.

## II.1.5 Bewertung

Alternativ zur bestehenden Berechnung der Körperschallausbreitung mit der Statistischen Energieanalyse (SEA) ist ein alternatives Verfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) auf seine Anwendbarkeit in der Praxis getestet worden. Es hat sich gezeigt, dass die HFBEM für allen Referenzstrukturen geeignet ist, das Schwingungsverhalten dieser Strukturen genauer bzw. mit gleicher Qualität wie die SEA vorzuberechnen.

Die Gesamtenergien  $W_{\text{HFBEM}}$  und  $W_{\text{SEA}}$ , die von der HFBEM und der SEA berechnet werden, konvergieren. Je feiner die Diskretisierung der Ränder einer Struktur erfolgt, umso besser stimmen die Energien  $W_{\text{HFBEM}}$  und  $W_{\text{SEA}}$  überein. Für hohe Strukturdämpfungen und/oder hohe Frequenzen konvergieren  $W_{\text{HFBEM}}$  und  $W_{\text{SEA}}$  eher als bei niedrigen Dämpfungen bzw. Frequenzen.

Bei niedriger Strukturdämpfung ist es schwierig, eine charakteristische Schallschnelleverteilung mit der HFBEM zu erhalten, da hier das Direktfeld der Quelle(n) besonders gering ist und folglich die meisten interessierenden Orte im Diffusfeld liegen. In diesem Fall erhält die HFBEM ähnliche Werte wie die SEA, wobei die SEA aufgrund ihrer geringeren Berechnungszeit dann zu bevorzugen ist.

Der Einfluss der Plattenranddämpfung, der eine Eingangsgröße für die HFBEM-Berechnung darstellt, konnte bei allen hier untersuchten Strukturen vernachlässigt werden. Ausführliche Untersuchungen haben ergeben, dass die Trennung zwischen Struktur-Randdämpfung  $\eta_{\text{Rand}}$  und Struktur-Materialdämpfung  $\eta_{\text{Material}}$  erst bei hohen Frequenzen (ca.  $f > 4\text{kHz}$ ) wirksam wird, da eine Randdämpfung bei mittleren und tiefen Frequenzen für die hier verwendeten Versuchsanordnungen kaum auftritt und somit  $\eta_{\text{Rand}}$  dann in sehr guter Näherung gleich null ist. Eine messtechnische Bestimmung der Randdämpfung  $\eta_{\text{Rand}}$  ist über eine Messung des Abstrahlgrades aller Referenzstrukturen im Hallraum des Institutes für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden erfolgt. Auch bei hohen Frequenzen hat es sich als nicht wesentlich erwiesen, die Randdämpfung bei der HFBEM-Berechnung mit zu berücksichtigen, weil ihr Einfluss auf die Berechnungsergebnisse erst bei sehr hohen Randdämpfungen (ca.  $\eta_{\text{Rand}} > 0.2$  bei  $f > 10\text{ kHz}$ ) spürbar ist.

Bei der Geometriegenerierung des Randes hat sich gezeigt, dass die HFBEM-Berechnung wesentlich genauer erfolgt, wenn die Trennstellen zwischen verschiedenen Gebieten (z. Bsp. Übertragung über T-Träger der Verrippten Platte) sehr fein diskretisiert werden. Außerdem zeigte sich, dass numerische Ungenauigkeiten, die bei der HFBEM-Berechnung an Platten-Ecken auftreten können, gut vermieden werden können, wenn die Ecken einer Struktur bereits bei der mesh-Generierung mit einem kleinen Radius abgerundet werden. Diese minimale Änderung der zu modellierenden Strukturen hat weder auf die SEA-Berechnungen, noch auf die Messungen einen nachweisbaren Einfluss und kann die HFBEM-Berechnungen verbessern. In einem weiteren Schritt wäre es denkbar, die Berechnung an die Strukturgeometrie besser anzupassen und somit numerische Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Normalenvektoren oder Quellstärken der sekundären Randquellen in Ecken zu vermeiden.

Während die SEA eine teilweise deutlich geringere Berechnungszeit als die HFBEM aufweist, kann die HFBEM genauere Körperschallschnellepegel (FRF) vorausberechnen und eine örtliche Abhängigkeit dieser Pegel bestimmen. Außerdem ist es ohne Probleme möglich, die für die HFBEM verwendeten Geometriedaten der Strukturen (Randdiskretisierung, Flächendiskretisierung) in CAE-Programmen zu generieren und in die HFBEM-Berechnung zu übernehmen. Bei höherer Strukturdämpfung ( $\eta < 10^{-3} \dots 10^{-2}$ ), wie sie meist bei verkoppelten Strukturen auftritt, sind bei einer HFBEM-Berechnung detailliertere Ergebnisse als durch die SEA zu erwarten. Bei niedriger Dämpfung hingegen ( $\eta < 10^{-3}$ ) ist die SEA durch ihre kurze Berechnungszeit zu bevorzugen.

Im Arbeitspaket 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ des Teilprojektes 1300 „Akustische Simulationsverfahren“ aus dem Verbundprojekt 1000 „Verkehrslärm – Quellen, Ausbreitung, Prognose“ im Forschungsverbund „Leiser Verkehr“ ist ein alternatives Berechnungsverfahren (HFBEM) für die hochfrequente Schwingungsberechnung in einer Software umgesetzt worden. Diese ist im Zusammenhang mit Messwerten verschiedener praxisrelevanter Referenzstrukturen getestet worden, wobei die HFBEM-Berechnungen eine präzisere Prognose des Schwingungsverhaltens der Strukturen als die SEA ermöglicht.

## II.2 Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit der Ergebnisse

Die Berechnung der Körperschallausbreitung in Fahrzeugstrukturen ist mit einem verbesserten Verfahren, der High Frequency Boundary Element Method, erfolgreich getestet worden. Entstanden ist eine Software, welche die generische Fahrzeugstrukturen, die im Rahmen des Arbeitspaketes entstanden sind, modellieren und ihre Körperschallausbreitung berechnen kann. Die Transmissionsgradberechnung der Strukturen ist in das Programm implementiert, wobei aber auch dessen Vorausberechnung als Eingangsdaten für die HFEM dienen kann.

Es ist möglich, in die Software weitere Fahrzeug-Geometrien zu implementieren. Die Modellgenerierung erfolgt z. Zt. mit dem Preprocessor von ANSYS, jedoch ist es realisierbar, die entstandene Software an beliebig generierte Geometriedaten von Strukturen anzupassen.

Die bisherigen Ergebnisse sind erzielt worden, in dem die verwendeten Strukturen zweidimensional berechnet sind. Für die Art der Strukturen (Bodenblech, dünne verrippte Aluminiumplatte und Sperrholzverbundplatten) war diese Herangehensweise erfolgreich, was auch ein Vergleich mit Messungen und SEA-Berechnungen gezeigt hat.

Bei der HFEM-Berechnung wurde offenbar, dass ein Sichtbarkeitstest, der unter anderem die Sichtbarkeit zwischen den diskretisierten Randpunkten einer Struktur berechnet, notwendig ist. Dieser kann wahlweise weggelassen werden, wenn zu erwarten ist, dass die Struktur in ihrer Geometrie konkav ist und in ihrem Inneren keine „Schatteneffekte“ auftreten (Verrippte Platte, Hochflurbereich des Regionalzuges). Der Sichtbarkeitstest kann weiter optimiert werden, in dem schnellere Algorithmen implementiert werden. Einführende Untersuchungen dazu haben bereits stattgefunden. Für die drei getesteten Strukturen erfolgt lediglich bei den zwei Radhäusern der Bodenblech-Konstruktion ein Sichtbarkeitstest, da hier innerhalb der eingegebenen zweidimensionalen und konvexen Mantelfläche der Radhäuser vielfältige Randquellen-Paare auftreten, die wechselseitig nicht sichtbar sind.

Nachdem die Entwicklung des Verfahrens und seine generelle Anwendbarkeit im Mittelpunkt der bisherigen Untersuchungen stand, gestatten die erzielten Ergebnisse, innerhalb von ca. 2-3 Jahren die HFEM in ein modernes und für die Fahrzeughersteller direkt anwendbares Softwarepaket zu integrieren.

## II.3 Während der Durchführung des Vorhabens dem Zuwendungsempfänger bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Während der Arbeiten zum Thema „Körperschall-Energieflussmethode“ sind mehrere Forschungen zum Thema SEA-Erweiterung sowie alternative Energieflussverfahren bekannt geworden.

Bei der Validierung der HFBEM konnten diese Ergebnisse jedoch wenig verwendet werden, da im Bereich dieses neuartigen Verfahrens kaum Veröffentlichungen erfolgten. Die wesentliche Ausgangsposition für die hier erfolgten Arbeiten befindet sich bei:

- LE BOT, A.: A vibroacoustic model for high frequency analysis. In: *J. Sound Vib.* 211 (1998), Nr. 4, S. 537–554
- LE BOT, A.: Geometric diffusion of vibrational energy and comparison with the vibrational conductivity approach. In: *J. Sound Vib.* 212 (1998), Nr. 4, S. 637–647
- LE BOT, A. ; BOCQUILLET, A.: Comparison of an integral equation on energy and the ray-tracing technique in room acoustics. In: *J. Acoust. Soc. Am.* 108 (2000), Nr. 4, S. 1732–1740
- LE BOT, A.: Energy transfer for high frequencies in built-up structures. In: *J. Sound Vib.* 250 (2002), Nr. 2, S. 247–275

Eine Übersicht über einige bekannt gewordene Veröffentlichungen zu den Themen SEA-Erweiterung sowie alternative Energieflussverfahren ist in folgenden Artikeln enthalten:

- HOPKINS, C.: Statistical Energy Analysis of coupled plate systems with low modal density and low modal overlap. In: *J. Sound Vib.* 251 (2002), Nr. 2, S. 193–214
- MACE, B.: Statistical Energy Analysis and Finite Elements. *Proceedings of Euronoise*, Naples 2003
- MACE, B.: Statistical energy analysis, energy distribution models and system modes. In: *J. Sound Vib.* 264 (2003), S. 391-409
- MACE, B.: Statistical energy analysis: coupling loss factors, indirect coupling and system modes. In: *J. Sound Vib.* 279 (2005), S. 141-170
- MAXIT, L., GUYADER, J.-L.: Extension of SEA model to subsystems with non-uniform modal energy distribution. In: *J. Sound Vib.* 265 (2003), S. 337-358
- RENJI, K.: On the number of modes required for statistical energy analysis-based calculations, Letter to the Editor. In: *J. Sound Vib.* 269 (2004), S. 1128-1132
- SHENG, M.P., WANG, M.Q., SUN, J.C., QIAN, B.: Statistical energy analysis for complicated coupled system and its application in engineering. In: *J. Sound Vib.* 274 (2004), S. 877-891

- LANGLEY, R.S., BROWN, A.W.M.: The ensemble statistics of the energy of a random system subjected to harmonic excitation. In: *J. Sound Vib.* 275 (2004), S. 823-846
- LANGLEY, R.S., BROWN, A.W.M.: The ensemble statistics of the band-averaged energy of a random system. In: *J. Sound Vib.* 275 (2004), S. 847-857
- LANGLEY, R.S., COTONI, V.: A Response variance prediction in the statistical energy analysis of built-up systems. In: *J. Acoust. Soc. Am.* 115 (2004), S. 706-718
- LANGLEY, R.S., SHORTER, P.J.: The wave transmission coefficients and coupling loss factors of point connected structures. In: *J. Acoust. Soc. Am.* 113 (2003), S. 1947-1964
- WANG, C., LAI, J.C.S.: Discussions on "On the number of modes required for statistical energy analysis-based calculations" In: *J. Sound Vib.* 281 (2005), S. 475-480
- RENJI, K.: Author's reply. In: *J. Sound Vib.* 281 (2005), S. 481
- SEO, S., HONG, S., KIL, H.: Power Flow Analysis of reinforced beam-plate coupled structures. In: *J. Sound Vib.* 259 (2003), S. 1109-1129
- PARK, D., HONG, S., KIL, H.: Power flow model of flexural waves in finite orthotropic plates. In: *J. Sound Vib.* 264 (2003), S. 203-224
- KIM, N., DONG, J., CHOI, K.: Energy Flow analysis and design sensitivity of structural problems at high frequencies. In: *J. Sound Vib.* 269 (2004), S. 213-250
- SUI, F., ICHCHOU, M.: Prediction of Time-Varying Vibroacoustic Energy Using a New Energy Approach. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 126 (2004), S. 184-189
- XU, X., LEE, H., LU, C.: Power flow paths in stiffened plates. In: *J. Sound Vib.* 282 (2005), S. 1264-1272
- WIE, G., ZHAO, Y., XIANG, Y.: A novel approach for the analysis of high-frequency vibrations. In: *J. Sound Vib.* 257 (2002), S. 207-246

Im Rahmen dieses Projektes erfolgten HFBEM-Berechnungen und vergleichende SEA-Berechnungen. Da das Thema SEA-Erweiterung nur am Rande der Teilaufgabe 2 (*Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*) [17] berührt wurde, erfolgte hier keine detaillierte Auswertung der gerade erwähnten Literatur.

## II.4 Veröffentlichungen der Ergebnisse

### II.4.1 Vortragsveröffentlichungen

- [1] SARRADJ, E.: *Randintegralmethode für hohe Frequenzen*. in: Fortschritte der Akustik 2003, S. 578-579
- [2] KNÖFEL, B., SARRADJ, E.: *Vibroakustisches Verhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen*. in: Fortschritte der Akustik 2003, S.568-569
- [3] SARRADJ, E. *High Frequency Boundary Integral Method as an Alternative to Statistical Energy Analysis*. 2003, Tenth International Congress on Sound and Vibration Stockholm, 2003, p.1131-1138
- [4] SARRADJ, E.: *Power transmission coefficients for generic structural junctions*. in: Proceedings of the Joint Congress CFA/DAGA 2004, S. 321-322
- [5] KNÖFEL, B., SARRADJ, E.: *High Frequency Boundary Integral Method as an Alternative to Statistical Energy Analysis*. in: Proceedings of the Joint Congress CFA/DAGA 2004, S. 13-14
- [6] KNÖFEL, B., SARRADJ, E.: *An alternative method to compute High Frequency Structure Borne Sound in Automotive Structures*. 11th International Congress on Sound and Vibration 2004, Skt. Petersburg, S. 3257-3264
- [7] DIETRICH-RADT, T., KNÖFEL, B., KETTLITZ, M.W.: *Vibroakustische Messungen an generischen Fahrzeugstrukturen*. in: Fortschritte der Akustik 2005
- [8] KNÖFEL, B., DIETRICH-RADT, T., SARRADJ, E.: *Ein alternatives Berechnungsverfahren für die Körperschall-Ausbreitung in Fahrzeugstrukturen*. in: Fortschritte der Akustik 2005
- [9] GIESLER, J., KNÖFEL, B.: *Modellbildung und Sensitivitätsanalyse des Schwingungsverhaltens einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen*. in: Fortschritte der Akustik 2005
- [10] KNÖFEL, B., SARRADJ, E.: *High frequency vibrations: An alternative method to compute structure-borne sound transmission*. 12th International Congress on Sound and Vibration 2005, Lissabon

### II.4.2 Studentische Arbeiten

- [11] KNÖFEL, B.: *Vibroakustisches Verhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen*, Diplomarbeit TU Dresden, Dezember 2002.
- [12] GIELSER, J.: *Modellbildung und Sensitivitätsanalyse des Schwingungsverhaltens einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen*, Studienarbeit TU Dresden, November 2004.



- [13] KETTLITZ, M.W.: *Untersuchungen zum Einfluss des Dämpfungsverlustfaktors auf die Berechnung des Schallübertragungsverhaltens einer Fahrzeugstruktur*, Diplomarbeit TU Dresden, Februar 2005.

### II.4.3 Öffentliche Vorträge

- [14] SARRADJ, E.: *Numerische Berechnung hochfrequenter Schallfelder mit modernen Energie-Methoden*. Kolloquium am Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden, Juli 2003
- [15] KNÖFEL, B.: *Ein alternatives Berechnungsverfahren zur Körperschallausbreitung in Fahrzeugstrukturen*. Kolloquium am Institut für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden, Mai 2004

### II.4.4 Literatur

- [16] KNÖFEL, B.: *Definition typischer Anwendungsfälle*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 1, November 2003
- [17] SARRADJ, E.: *Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 2, Juli 2003
- [18] SARRADJ, E.: *Benutzerhandbuch für Transmission.py*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 4, Juni 2004
- [19] KNÖFEL, B.: *Weiterentwicklung, Programmierung und Erprobung des ausgewählten Energiefluss-Verfahrens*, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 6, März 2005.
- [20] KNÖFEL, B.: *Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen*, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 7, April 2005.

Eine ausführliche Zusammenstellung der themenrelevanten Literatur ist in [16], [17] sowie [19] enthalten.

## **III Erfolgskontrollbericht**

### **III.1 Beitrag des Ergebnisses zu den förderpolitischen Zielen des Förderprogramms**

Der Forschungsverbund „*Leiser Verkehr*“, ein Zusammenschluss von Partnern aus Wirtschaft und Forschung beschäftigt sich mit der Verminderung des Verkehrslärms in den Bereichen Straßen-, Schienen-, und Luftverkehr sowie der Einwirkung von Lärm auf den Menschen. Das übergeordnete Verbundprojekt 1000 beschäftigt sich dabei mit Fragen, die für alle vier der gerade genannten Bereiche des Verkehrslärmes von Bedeutung sind. Als Ergebnis der Forschung des Arbeitspaketes 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ des Teilprojektes 1300 „Akustische Simulationsverfahren“ aus dem Verbundprojekt 1000 „Verkehrslärm – Quellen, Ausbreitung, Prognose“ können folgende förderpolitische Ziele genannt werden:

- Beitrag zur Grundlagenforschung für die hochfrequente Körperschallausbreitung
- Zusammenarbeit mit Fahrzeugherstellern verschiedener Branchen
- Verwendbarkeit der Berechnungssoftware für verschiedene Bereiche der Fahrzeugindustrie (Schienenfahrzeuge, Nutzfahrzeuge, Personenkraftfahrzeuge)
- intensive Kooperation in Form von regelmäßigen Projekttreffen

### **III.2 Wissenschaftlich-technisches Ergebnis des Vorhabens**

Im Arbeitspaket 1340 ist ein alternatives Berechnungsverfahren (HFBEM) für die hochfrequente Schwingungsberechnung für Fahrzeugstrukturen in einer Software umgesetzt worden. Diese ist im Zusammenhang mit Messwerten verschiedener praxisrelevanter Referenzstrukturen getestet worden, wobei die HFBEM-Berechnungen eine präzisere Prognose des Schwingungsverhaltens der Strukturen als die SEA ermöglicht.

Bei der Geometriegenerierung des Randes hat sich gezeigt, dass die HFBEM-Berechnung wesentlich genauer erfolgt, wenn die Trennstellen zwischen verschiedenen Gebieten (z. Bsp. Übertragung über T-Träger der Verrippten Platte) sehr fein diskretisiert werden. Außerdem zeigte sich, dass numerische Ungenauigkeiten, die bei der HFBEM-Berechnung an Platten-Ecken auftreten können, gut vermieden werden können, wenn die Ecken einer Struktur bereits bei der mesh-Generierung mit einem kleinen Radius abgerundet werden. Diese minimale Änderung der zu modellierenden Strukturen hat weder auf die SEA-Berechnungen, noch auf die Messungen einen nachweisbaren Einfluss und kann aber die HFBEM-Berechnungen verbessern. In einem weiteren Schritt wäre es denkbar, die Berechnung an die Strukturgeometrie besser anzupassen und somit numerische Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Normalenvektoren oder Quellstärken der sekundären Randquellen in Ecken zu vermeiden.

Während die SEA eine teilweise deutlich geringere Berechnungszeit als die HFBEM aufweist, kann die HFBEM genauere Körperschallschnellepegel (FRF) vorausberechnen und eine örtliche Abhängigkeit dieser Pegel bestimmen. Außerdem ist es ohne Probleme möglich, die für die HFBEM verwendeten Geometriedaten der Strukturen (Randdiskretisierung, Flächendiskretisierung) in CAE-Programmen zu generieren und in die HFBEM-Berechnung zu übernehmen. Bei höherer Strukturdämpfung ( $\eta < 10^{-3} \dots 10^{-2}$ ), wie sie meist bei verkoppelten Strukturen auftritt, sind bei einer HFBEM-Berechnung detailliertere Ergebnisse als durch die SEA zu erwarten. Bei niedriger Dämpfung hingegen ( $\eta < 10^{-3}$ ) ist die SEA durch ihre kurze Berechnungszeit zu bevorzugen.

Im Abschlussbericht ist bereits bemerkt, dass für eine universelle HFBEM-Berechnung der Körperschallausbreitung die Implementierung eines schnellen Sichtbarkeitstestes notwendig ist. Dazu haben bereits Untersuchungen stattgefunden, die jedoch noch nicht in die HFBEM-Software einbezogen worden sind sondern in einer „stand-alone“ Anwendung getestet wurden.

Alternativ zur bestehenden Berechnung der Körperschallausbreitung mit der Statistischen Energieanalyse (SEA) ist ein alternatives Verfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) auf seine Anwendbarkeit in der Praxis getestet worden. Es hat sich gezeigt, dass die HFBEM für allen Referenzstrukturen geeignet ist, das Schwingungsverhalten dieser Strukturen genauer bzw. mit gleicher Qualität wie die SEA vorauszuberechnen.

### **III.3 Fortschreibung des Verwertungsplans**

Nachdem die Entwicklung des Verfahrens und seine generelle Anwendbarkeit im Mittelpunkt der bisherigen Untersuchungen stand, gestatten die erzielten Ergebnisse, innerhalb von ca. 2-3 Jahren die HFBEM in ein modernes und für die Fahrzeughersteller direkt anwendbares Softwarepaket zu integrieren.

Einzelne Erweiterungsschritte für eine nächste Projektphase wären z.B.:

- Implementation von verschiedenen Geometrie-Dateiformaten für das Einlesen der bereits diskretisierten Strukturen (z.Zt. nur mit Ansys \*.cdb Dateiformat möglich)
- Erweiterung auf schnelle Sichtbarkeitsalgorithmen (für konvexe Strukturen)
- Programmierung einer graphischen Benutzeroberfläche
- Berücksichtigung von orthotropen Strukturen
- Erweiterung auf Sandwich-Strukturen

Unabhängig davon gestattet die HFBEM in ihrem jetzigen Stadium, beliebige zweidimensionale Strukturen aus vielen Fahrzeugbereichen isotrop zu modellieren und zu berechnen.

### **III.4 Arbeiten, die zu keiner Lösung geführt haben**

Vor der Auswahl der HFBEM als mögliche Alternative zur SEA, sind verschiedene andere potenzielle SEA-Alternativen untersucht worden. Die Ergebnisse dazu befinden sich in: *Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 2, Juli 2003.

Die dort beschriebenen Verfahren wurden bezüglich ihrer Vor- und Nachteile verglichen, wobei eine Dokumentation der Verwendbarkeit gegeben ist. Eine detaillierte Begründung für die Auswahl der HFBEM ist ebenfalls enthalten.

### **III.5 Präsentationsmöglichkeiten für mögliche Nutzer**

Die Teilnahme an nationalen und internationalen Konferenzen ist während des gesamten Projektes erfolgt. Auf der Deutschen Jahrestagung für Akustik (DAGA) wurden 2003, 2004 und 2005 die Ergebnisse von mehreren Autoren vorgetragen (siehe Abschlussbericht). Zusätzlich erfolgten Vorträge auf dem International Congress on Sound and Vibration (ICSV) in den Jahren 2003, 2004 und 2005.

Mögliche Nutzer der HFBEM erhalten somit in den „Fortschritten der Akustik“ (DAGA) sowie in den Conference proceedings des ICSV einen direkten Zugriff zu den veröffentlichten Projektergebnissen.

### **III.6 Einhaltung der Ausgaben- und Zeitplanung**

Wie bereits in I.3 erwähnt, ist der veränderte Projektbeginn in einem überarbeiteten Ablaufplan gemündet, bei dem das Arbeitspakete 1340 Ende April 2005 erfolgreich abgeschlossen wurde.

Die für die Arbeitspakete 1310 „Strömungsgeräusch – Wanddruckschwankungen“ und 1340 „Körperschall-Energieflussmethode“ bewilligten finanziellen Zuwendungen seitens des BMBF wurden während der Laufzeit des Projektes sachbezogen verwendet.

# Anhang (Arbeitspaket 1340)

## Berichte einzelner Teilaufgaben

- KNÖFEL, B.: *Definition typischer Anwendungsfälle*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 1, November 2003
- SARRADJ, E.: *Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 2, Juli 2003, -Auszug-
- KNÖFEL, B.: *Weiterentwicklung, Programmierung und Erprobung des ausgewählten Energiefluss-Verfahrens*, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 6, März 2005.
- KNÖFEL, B.: *Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen*, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 7, April 2005.

# Körperschall-Energieflussmethode

-Teilaufgabe 1-

## Definition typischer Anwendungsfälle

Björn Knöfel

November 2003

---

### INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
2	Definition von Anwendungsfällen .....	2
2.1	Anwendungsfälle im Schienenfahrzeug-Bereich .....	2
2.2	Anwendungsfälle im PKW-Fahrzeugbereich .....	4
2.3	Anwendungsfälle im Nutzfahrzeugbereich .....	5
3	Literatur .....	6

---

# 1 Einleitung

Steigendes Verkehrsaufkommen sorgt nicht nur für größere Mobilität, sondern schränkt auch in zunehmendem Maße das Wohlbefinden der Menschen ein. Eine große Rolle spielen dabei die Belastungen durch Lärm. Auf der einen Seite werden neue Fahrzeugtypen meist leiser als ihre Vorgängermodelle konzipiert, auf der anderen Seite gibt es ständig wachsende Zulassungszahlen für Kraftfahrzeuge, die den Gesamtpegel dagegen erhöhen.

Für eine Prognose der Schallabstrahlung und des Schwingungsverhaltens einer Fahrzeugstruktur ist es notwendig, leistungsfähige Werkzeuge zur Vorausberechnung der Schallausbreitung zu besitzen. Während im tieffrequenten Bereich mehrere Verfahren wie z.B. die BEM (Boundary Element Method) oder die FEM (Finite Element Method) mit gutem Erfolg eingesetzt werden, gibt es im Bereich höherer Frequenzen noch einige Schwierigkeiten.

Die SEA (Statistische Energieanalyse) ist zur Zeit das etablierte Verfahren, das in einem statistischen Rahmen Aussagen über die Erwartungswerte von hochfrequenten Schwingungen zulässt. Bei diesem Verfahren gibt es jedoch einige Einschränkungen, die sich in der Praxis als teilweise sehr hinderlich erweisen. Zum einen ist die Gewinnung eines SEA-Modells schlecht an bestehende CAE-Anwendungen (Computer Aided Engineering) anzupassen, zum anderen sind konstruktive Details in vielen SEA-Modellen nur unzureichend berücksichtigt. Aus diesen Problemen heraus ist die Motivation entstanden, zur SEA alternative Berechnungsverfahren auf ihre Einsetzbarkeit zu untersuchen. Für eine möglichst praxisorientierte Erprobung sind die Kenntnisse von gängigen Anwendungsfällen in der Fahrzeugindustrie wichtig.

Für die weiteren Untersuchungen eines alternativen Energieflussverfahrens erfolgte deshalb ein Erfahrungsaustausch mit drei Fahrzeugherstellern verschiedener Branchen. Auf der Basis dieser Gespräche entstanden mehrere Anwendungsfälle, die im folgenden Bericht kurz dargestellt werden.

## 2 Definition von Anwendungsfällen

### 2.1 Anwendungsfälle im Schienenfahrzeug-Bereich

Typische Schallquellen an Schienenfahrzeugen sind beispielsweise Rollgeräusche zwischen Rad und Schiene, Motor- und Aggregatgeräusche sowie Strömungsgeräusche, die vor allem bei höheren Geschwindigkeiten auftreten. Durch die charakteristische Längsstruktur von Schienenfahrzeugen können viele akustische Quellen in Form von Linienquellen modelliert werden (Rollgeräusch, Strömungsgeräusch). Im Gegensatz zu Kraftfahrzeugen wird bei Schienenfahrzeugen ein größerer Geschwindigkeitsbereich genutzt. Während bei Geschwindigkeiten bis ca. 60 km/h das Maschinengeräusch dominiert, sind es im Bereich ab über 50 km/h vor allem Rollgeräusche und ab über 300 km/h aerodynamische Geräusche, die für die Schallemission verantwortlich sind. Häufig finden mehrfache Umwandlungen von Luft- in Körperschall und Körper- in Luftschall zwischen Emissions- und Immissionsorten statt.

Allgemeine Untersuchungsschwerpunkte von BOMBARDIER TRANSPORTATION Hennigsdorf sind beispielsweise die Modellierung von Strang-Press- sowie Strang-Guss-Profilen mit der Geräusch- und Schwingungs-Simulationssoftware AutoSEA. Um Fehlereinflüsse bei der Berechnung zu minimieren, ist es für vibroakustische Untersuchungen notwendig, das Schwingungsverhalten dieser Profile genau zu simulieren. Aufgrund ihrer komplexen und oft unregelmäßigen Form lassen sich Strang-Press- und Strang-Guss-Profile schlecht in das bestehende Konzept bei der Anwendung der Statistischen Energieanalyse (SEA) einpassen, da sie schwierig als ein System (Platte oder Balken) über einen größeren Frequenzbereich modelliert werden können.

Ein weiterer Untersuchungsschwerpunkt ist die Bestimmung aller für die Schallausbreitung relevanten Parameter einer Schallquelle (z.B. Dieselmotor auf dem Motorenprüfstand). Damit eine Schallquelle erfolgreich und wirtschaftlich getestet wird, müssen vorher die für den Testfall wichtigen Einflussfaktoren bestimmt werden, woraus die zu untersuchenden wesentlichen technischen Parameter festgelegt werden. Für die Quellspezifikation wäre ein automatisierter Arbeitsablauf in Form eines Prognosetools von großem Interesse.

Bei der Schallausbreitung in bestehenden Fahrzeug-Strukturen gibt es vor allem bei zwei Typen einen großen Verbesserungsbedarf. Zum einen bei dem für den oberen Geschwindigkeitsbereich konzeptionierten Regionalzug Autorail Grande Capacité (AGC), zum anderen bei dem Doppelstockzug DBpza 753.

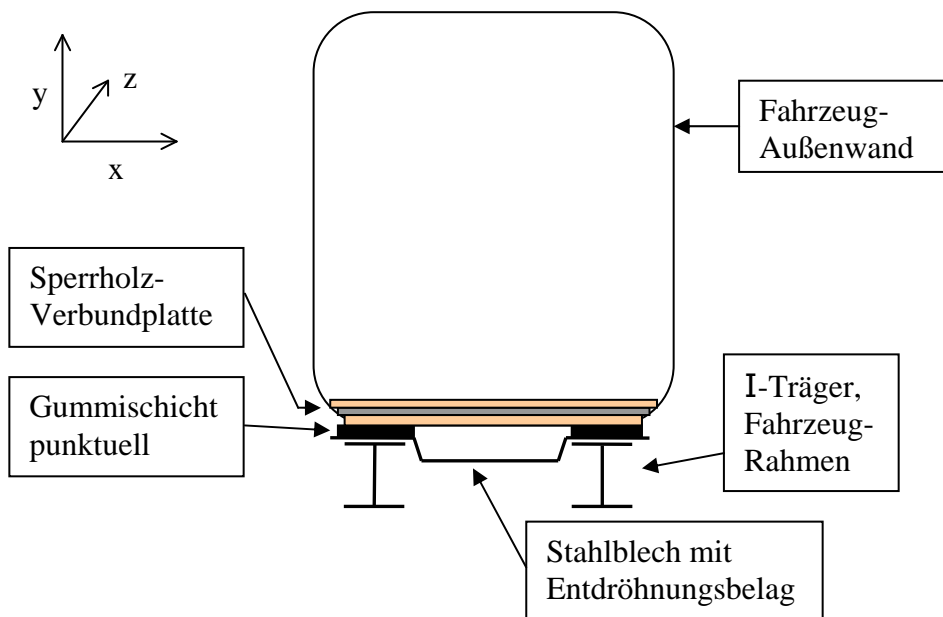
#### **Doppelstockzug DBpza 753**

Die Anregung des Reisezugwagens DBpza 753 erfolgt im Wesentlichen durch die Drehgestelle sowie durch den Motor. Als Ziel einer akustischen Prognose soll der Terzband-Schallschnelle-Pegel des Fußbodens im Bereich von 10 Hz bis 1 kHz vorhergesagt werden. Problematisch sind dabei die unbekanntenen Kopplungsparameter zwischen Emissions- und Immissionsort sowie die unbekanntenen Quellcharakteristika. Der prinzipielle Aufbau eines Reisezugwagens vom Typ DBpza 753 ist in Bild 1 (Querschnitt, z-Achse in Fahrtrichtung) dargestellt. Die Anregung durch das Drehgestell erfolgt über mehrere Punktverbindungen auf die I-Träger, welche über eine Gummischicht mit dem eigentlichen Fußboden verbunden sind.



Letzterer besteht aus einer Sperrholz-Verbundplatte vom Typ BaryVam, die aus einer unteren und einer oberen Sperrholzschiicht besteht und eine Mittelschicht aus Kunststoff einbezieht.

Bei diesem Reisezugwagen sind Messungen der Übertragungsfunktionen bereits vorhanden. Für eine bessere Vorhersage der Fußbodenschnellen soll eine Vorausberechnung ermöglicht werden.



**Bild 1:** Querschnitt eines DBpza 753, Prinzipdarstellung

### **Autorail Grande Capacité (AGC)**

Der AGC ist ein in Niederflerbauweise gefertigter Regionalzug für den höheren Geschwindigkeitsbereich. Angeregt wird der AGC durch die Drehgestelle, sowie das Diesel-Powerpack, das sich zwischen Drehgestell und Niederflurbereich befindet. Der Hochflurbereich, unter dem das Diesel-Powerpack befestigt ist, ist mit L-Profil-Längsträgern versehen, die die Sperrholzverbundplatten aufnehmen. Die Lagerung der BaryVam Fußbodenplatten erfolgt schwimmend über mehrere Sylomerstreifen. Der Ein- und Ausstiegsbereich, sowie der Niederflurbereich sind ebenfalls mit BaryVam Sperrholzplatten ausgestattet. Ziel einer Modellierung soll wiederum die Vorhersage des Körperschall-Schnellepegels auf dem Fußboden sein. Dabei soll besonders die Ankopplung des Waggon-Unterbaus an die BaryVam Platten sowie die Kopplung der BaryVam Platten untereinander betrachtet werden.

## 2.2 Anwendungsfälle im PKW-Fahrzeugbereich

In der PKW-Fahrzeugindustrie sind unterschiedliche Bereiche vorhanden, in denen eine akustische Auslegung und Modellierung wichtig sind. Da beim PKW Fragen wie Fahrkomfort, Sprachverständlichkeit beim Fahren (Handy-Freisprecheinrichtung, Verkehrsfunk, Navigationssystem etc.) und nicht zuletzt ein geringer Störpegel von besonderem Interesse sind, liegt hier ein großes Anwendungsgebiet der Fahrzeugakustik und -forschung. Einerseits soll das Personenkraftfahrzeug ein leises Fahr- sowie Rollgeräusch aufweisen, andererseits sollte das charakteristische Geräusch jedes Fahrzeugtyps (kraftvoller Motor etc.) nicht verfälscht werden. Die Verbindung dieser unterschiedlichen Anwendungsfälle drückt die vielfältigen Randbedingungen aus, die bei der Konstruktion von Personenkraftfahrzeugen beachtet werden müssen.

Die Gruppe Fahrzeug-Forschung der VOLKSWAGEN AG Wolfsburg beschäftigt sich unter anderem mit der Fahrzeug-Modellierung unter Benutzung der Software AutoSEA sowie der Berechnung des Schalldruckpegels im Innenraum eines Fahrzeuges ausgehend aus der Körperschallausbreitung.

Bei der Modellierung mit AutoSEA hat es sich als schwierig herausgestellt, die Verbindung des Fahrzeug-Rahmens mit einer angrenzenden Scheibe möglichst praxisbezogen nachzubilden. Hier kann ein Problem darin liegen, dass die Eingangsdaten dieser Metall-Glas-Verbindung für die SEA-Berechnung nicht zufrieden stellend bestimmbar sind.

Ein weiterer Untersuchungsschwerpunkt der Gruppe Fahrzeug-Forschung der VOLKSWAGEN AG Wolfsburg ist die Kopplung von Stahl mit Aluminium.

Während in den Karosserien früherer Fahrzeuge häufig Stahl zum Einsatz kam, werden in heutigen Fahrzeugstrukturen vermehrt Leichtmetalle wie z.B. Aluminium verwendet. Bei diesem Trend zu Leichtmetallen hin treten natürlich auch Kopplungen von unterschiedlichen Metallen auf. Zur Zeit gibt es noch Verbesserungspotenzial, derartige Verbindungsarten mit Berechnungsverfahren möglichst detailliert zu beschreiben.

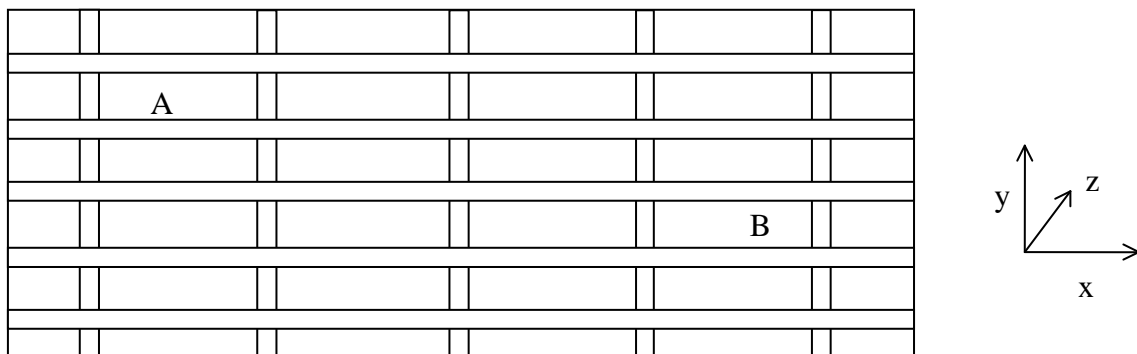
Ein zusätzlich zu untersuchender Schwerpunkt wird durch die Schallausbreitung in der Karosserie gebildet. Die Körperschallanregung erfolgt dabei durch das Fahrwerk und wird entweder über den Fahrzeugrahmen an die Karosserie oder direkt an die freitragende Karosserie weiter geleitet. Problematisch bei der Berechnung der Schwingungsausbreitung sind unter anderem die Übertragungswege auf die Radhäuser und die Schallabstrahlung der Radhäuser selbst. Untersuchungen von mit Absorptionsmaterialien ausgekleideten Radhäusern haben ergeben, dass die Minderung des Rollgeräusches bei 56 km/h 0,5 dB(A) beträgt (80 km/h: 0,4 dB(A) Minderung). Eine weitere Studie ergab, dass die Rollgeräusche eines VW Passat um 1 bis 1,5 dB(A) verringert werden können, wenn die hinteren Radhäuser zur Fahrzeugaußenseite geschlossen werden; die Hinterachse also abgedeckt wird und an den Felgen der Vorderachse mit Absorptionsmaterial gefüllte Radkappen befestigt werden.

## 2.3 Anwendungsfälle im Nutzfahrzeugbereich

Im Nutzfahrzeugbereich werden ähnliche Anforderungen wie im PKW-Fahrzeugbereich gestellt, jedoch fließen hier zusätzlich zu anderen Konstruktionsdaten und Fahrzeuggeometrien auch andere akustische Schwerpunkte ein.

Ein häufig auftretender Anwendungsfall ist dabei die versteifte Platte, auch *ribbed plate* genannt. Diese Struktur besteht aus einer Grundplatte, deren mechanische Eigenschaften durch gezielte Verbindungen (Verschweißen, Verschrauben etc.) mit Versteifungen verändert werden. Eine solche Konstruktion, die z.B. in versteiften Bodenblechen oder Fahrzeugseitenwänden Verwendung findet, kann vom akustischen Standpunkt aus nicht ohne weiteres als isotrope Platte modelliert werden. Die geänderten Schwingungsformen einer *ribbed plate* müssen an das Problem besser angepasst und modelliert werden, als das in dem vereinfachten Modell der herkömmlichen Metallplatte der Fall ist. Eine Herangehensweise ist das Modell der orthotropen Platte. Dabei werden die Versteifungen der *ribbed plate* den mechanischen Eigenschaften ihrer Grundplatte einfach „übertragen“. Dieser Ansatz gestattet es, das Schwingungsverhalten einer *ribbed plate* bis zu der Frequenz zu betrachten, deren halbe Wellenlänge größer als der Abstand der Versteifungen ist. Weiterhin muss die Biegesteifigkeit der Grundplatte größer als die der Versteifungen sein. Dem Modell der orthotropen Platte sind also zu hohen Frequenzen hin Grenzen gesetzt.

Findet eine breitbandige Schwingungsanregung einer periodischen *ribbed plate* an einem Punkt A statt, dann sind die am Punkt B auftretenden Schwingungen durch das Auftreten von *pass bands* und *stop bands* charakterisiert (Bild 2). Die Eigenmoden liegen mit hoher Wahrscheinlichkeit in den *pass bands*.



**Bild 2:** Rechteckige *ribbed plate* mit Längs- und Querversteifungen

Der Anwendungsfall „*ribbed plate*“ ist bei der EADS Deutschland GmbH, Corporate Research Center Germany, München im Nutzfahrzeugbereich von großem Interesse. Besondere Beachtung findet dabei die Modellierung im Mittel- und Hochfrequenzbereich.

### 3 Literatur

- [1] WAROQUIER, L.: *Geräuschminderung an Schienenfahrzeugen durch Anwendung der Statistischen Energieanalyse [SEA]*. Fortschritte der Akustik 2003, S.254-255
- [2] SARRADJ, E.: *Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 2, Juli 2003
- [3] CREMER, L. ; HECKL, M.: *Körperschall*. 2. Aufl. Springer-Verlag Berlin, 1996
- [4] KEANE, A.J.; PRICE, F.R.S.: *Statistical Energy Analysis of Periodic Structures*. Proceedings of the Royal Society of London A 423, 1989, S. 331-360
- [5] LANGLEY, R.S.; SMITH, R.D.; FAHY, F.J.: *Statistical Energy Analysis of periodically stiffened damped plate structures*. Journal of Sound and Vibration 208(3), 1997, S.407-426
- [6] KLEIN, B.: *Leichtbau im Automobilbau*. Elektronische Publikation, Letzte Aktualisierung: 16.01.2003, erhältlich im Internet unter:  
<http://www.uni-kassel.de/fb15/lbk/publikationen/online.htm#automobil>
- [7] BRÜHL, S.; PEIFFER, A.; KNÖFEL, B.; SARRADJ, E.: Anwendungsfälle im Nutzfahrzeugbereich, Gespräch EADS Ottobrunn, 07.03.2003
- [8] NINTZEL, S.; MIRANDA, L.; KNÖFEL, B.; SARRADJ, E.: Anwendungsfälle im Personenkraftfahrzeug-Bereich, Gespräch VOLKSWAGEN AG Wolfsburg, 31.03.2003
- [9] FRIESE; WAROQUIER, L.; KNÖFEL, B.; SARRADJ, E.: Anwendungsfälle im Schienenfahrzeug-Bereich, Gespräch BOMBARDIER TRANSPORTATION Hennigsdorf, 11.04.2003
- [10] DEJONG, R.: *Localization and Transmission Loss in Ribbed Plates*. NOISE-CON 94, Ft. Lauderdale, Florida 1994 May 01-04, S.603-608
- [11] HECKL, M., MÜLLER, H.A.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*. 2.Aufl. Springer-Verlag Berlin, 1994

# Körperschall-Energieflussmethode

-Teilaufgabe 2-

## Zur SEA alternative Energieflussmethoden

-AUSZUG-

Ennes Sarradj

Juli 2003

# Kapitel 3

## Randintegralmethoden

### 3.1 Überblick

Die erste Beschreibung eines auf einer Randintegralgleichung basierenden Verfahrens findet sich bei Le Bot [7] auf der Grundlage einer umfassenden Betrachtung der Eigenschaften von Methoden auf der theoretischen Grundlage einer Analogie zur Wärmeleitung in [8]. Neben der Darstellung der theoretischen Grundlagen finden sich in [7] zwei Anwendungsbeispiele der Methode auf das Luftschallfeld in einem Raum und auf das Körperschallfeld von zwei gekoppelten Platten. Diese Arbeiten wurden später erweitert. In einem Vergleich mit Strahlverfolgungsverfahren der Raumakustik [9] wird gezeigt, dass beide Verfahren äquivalente Ergebnisse liefern. Als Beispielanwendung dient das Schallfeld in einer Werkhalle. In [10] wird das Verfahren allgemeiner ohne die Beschränkung auf zeitlich stationäre Schallfelder formuliert. Zusätzlich wird die Anwendung im Körperschallbereich auf aus einzelnen Blechen zusammengesetzte Strukturen behandelt.

Ausschließlich für die Anwendung auf Luftschall konzipiert ist ein ähnliches Verfahren, das von Franzoni u.a. [11] vorgestellt wurde. In [12] wird die Anwendung des Verfahrens auf ein zweidimensionales Schallfeld mit klassischen BEM-Berechnungen verglichen.

## 3.2 Theoretische Grundlagen

### 3.2.1 Eine Differentialgleichung für die Energie

Den Ausgangspunkt bildet das Prinzip der Energieerhaltung. Während es in der SEA auf ein ganzes Subsystem angewendet wird, soll hier ein infinitesimal kleines Volumen betrachtet werden. Die Energie  $W$  kann sich nur ändern durch:

- Verlust von Energie innerhalb des Volumens (durch Dissipation),
- Einspeisung von Energie innerhalb des Volumens (durch eine Anregung von außerhalb der Struktur),
- Transport von Energie durch die Randflächen des Volumens.

Der Transport von Energie erfolgt immer mit der Gruppengeschwindigkeit  $\mathbf{c}_g$ , so dass  $\mathbf{c}_g W$  der auf die Fläche bezogene Energiefluss ist. Für die Energie lässt sich dann eine Kontinuitätsgleichung aufstellen und um die Verlustleistung  $P_{diss}$  und die eingespeiste Leistung  $P_{in}$  ergänzen:

$$\frac{\partial}{\partial t} W = -\nabla \cdot (\mathbf{c}_g W) + P_{in} - P_{diss}. \quad (3.1)$$

Wird diese Gleichung durch das Volumen dividiert, ergibt sich ein Zusammenhang für die Energiedichte. Das Produkt von Energiedichte  $w$  und Gruppengeschwindigkeit ist die akustische Energieflussdichte (Poynting-Vektor)  $\mathbf{I}$ . Somit ist

$$\frac{\partial}{\partial t} w = -\nabla \cdot \mathbf{I} + p_{in} - p_{diss}, \quad (3.2)$$

wobei mit  $p$  die Leistungsdichten bezeichnet sind.

Die Verlustleistung kommt durch dissipative Verluste zustande, die entweder im Material selbst entstehen oder durch technische Maßnahmen (z.B. Dämpfungsbeläge) hervorgerufen werden. Darüber hinaus verbergen sich weitere Effekte in der Verlustleistung, solange sie nicht gesondert behandelt werden. Ein Beispiel ist die bei der Abstrahlung von Körperschall in Luft verlorengende Leistung, wenn das Körperschallfeld nur zweidimensional betrachtet wird. Je nach verwendeter, die Dämpfung beschreibende Größe kann die Verlustleistungsdichte aus der Energiedichte ermittelt werden. Um die weitere Behandlung möglichst einfach zu gestalten, soll hier ein allgemeiner Dämpfungskoeffizient  $m$  für sich ausbreitende Wellen nach folgender Definition verwendet werden:

$$p_{diss} = m c_g w. \quad (3.3)$$

Der Dämpfungskoeffizient  $m$  drückt die Pegelabnahme nach einem bestimmten Laufweg aus. Mit  $10 \lg e$  multipliziert, ergibt sich diese in dB/m. Für nicht isotrope Medien hängt  $m$  von der Richtung des Energietransportes ab, die durch  $\mathbf{c}_g$  gegeben ist. Mit dem Verlustfaktor  $\eta$  besteht der Zusammenhang  $m = \eta \omega / c_g$ .

Wird die Verlustleistung in (3.2) eliminiert, ergibt sich:

$$\frac{\partial}{\partial t} w = -\nabla \cdot \mathbf{I} + p_{in} - m c_g w. \quad (3.4)$$

Diese recht allgemeine Gleichung erlaubt prinzipiell die Betrachtung der Energiedichte nicht nur für zeitlich stationäre, sondern auch für transiente Vorgänge. Wenn nur zeitlich stationäre Vorgänge behandelt werden, kann zeitlich gemittelt und  $\frac{\partial}{\partial t} w = 0$  gesetzt werden. Die Gleichung (3.2) vereinfacht sich dann zu:

$$\nabla \cdot \mathbf{I} + m c_g w = p_{in}. \quad (3.5)$$

$\mathbf{I}$  ist jetzt auch zeitgemittelt und soll deshalb mit dem üblichen Begriff der Intensität bezeichnet werden.

### 3.2.2 Eine Integralgleichung für das Schallenergiefeld in einem begrenzten Gebiet

Solange keine Randbedingungen formuliert sind, ist die Anwendung der Gleichung (3.5) aber nur für unendlich ausgedehnte Gebiete möglich. Um Randbedingungen für Energiedichte oder Intensität wenigstens indirekt formulieren zu können, soll zunächst die Lösung für das Wellenfeld einer Punktquelle gefunden werden. Dabei soll unter „Punktquelle“ sehr allgemein eine solche Quelle verstanden werden, deren Abmessung und Ort je nach betrachteter Dimensionalität des Problems durch einen Punkt  $S$  beschrieben werden kann. Eine solche Quelle erzeugt ebene Wellen im eindimensionalen Fall, Zylinderwellen im zweidimensionalen Fall und im dreidimensionalen Fall Kugelwellen. Gesucht wird also eine Lösung für die homogene Differentialgleichung, die sich aus (3.5) und dem Zusammenhang für die Energietransportgeschwindigkeit

$$\mathbf{I} = \mathbf{c}_g w \quad (3.6)$$

ergibt. Der Ort der Quelle wird aus dem betrachteten Gebiet ausgeschlossen:

$$\nabla \cdot (\mathbf{c}_g w(M)) + m c_g w(M) = 0, \quad M \neq S. \quad (3.7)$$



Wird ein isotropes Gebiet betrachtet, ist das Wellenfeld um  $S$  symmetrisch. Damit reduziert sich die Ortsableitung auf eine radiale Ableitung nach  $r$ , der Entfernung zwischen  $S$  und  $M$ . Gleichung (3.7) kann dann als

$$\frac{1}{r^{n-1}} \frac{\partial}{\partial r} (r^{n-1} w(M)) + mw(M) = 0, \quad M \neq S \quad (3.8)$$

geschrieben werden. Je nach Dimensionalität ist  $n = 1, 2$  oder  $3$ . Als Ansatz für eine Fundamentallösung dieser Differentialgleichung kommen für  $w$  bzw. für  $\mathbf{I}$ :

$$G(S, M) = A \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}} \text{ und } \mathbf{H}(S, M) = A \mathbf{c}_g \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}} \quad (3.9)$$

mit  $r = |M - S|$  in Frage. Wegen der Isotropie ist die Gruppengeschwindigkeit in Richtung der Wellenausbreitung gerichtet. Deshalb ist  $\mathbf{c}_g = c_g \mathbf{u}_{SM}$ , wobei  $\mathbf{u}_{SM}$  der von  $S$  nach  $M$  gerichtete Einheitsvektor ist. Der Faktor  $A$  muss so eingestellt werden, dass sich bei Einschluss von  $S = M$  auf der rechten Seite von (3.8) die Dirac'sche Delta-Funktion  $\delta(S, M)$  ergibt. Die dahinter stehende Frage ist, welche Energiedichte bzw. Intensität eine (Punkt-)Quelle der Leistung  $P_{in}$  erzeugt. Während zur Klärung in der Literatur [7] auf die Distributionstheorie zurückgegriffen wird, soll hier folgende Überlegung herangezogen werden: ohne Dämpfung ( $m = 0$ ) entspricht die durch eine Hüllfläche  $\partial S$  in einer konstanten Entfernung  $R$  von  $S$  tretende Leistung der eingespeisten Leistung. Diese Leistung lässt durch Integration der Intensität auf den Hüllflächenelementen  $d\mathbf{A}(M)$  bestimmen:

$$P_{in} = \int_{\partial S} P_{in} \mathbf{H}(S, M) d\mathbf{A}(M) = A \mathbf{c}_g \frac{1}{R^{n-1}} \int_{\partial S} d\mathbf{A}(M). \quad (3.10)$$

Mit dem Vollraumwinkel  $\gamma_n$  wird:

$$A = \frac{1}{\gamma_n c_g}. \quad (3.11)$$

Der Vollraumwinkel beträgt für  $n = 1, 2, 3$  jeweils  $\gamma_n = 2, 2\pi, 4\pi$ . Für die Fundamentallösungen gilt dann

$$G(S, M) = \frac{1}{\gamma_n c_g} \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}} \text{ und } \mathbf{H}(S, M) = \frac{1}{\gamma_n c_g} \mathbf{c}_g \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}}. \quad (3.12)$$

Damit ist

$$\nabla \cdot \mathbf{H}(S, M) + mc_g G(S, M) = \delta(S, M), \quad (3.13)$$

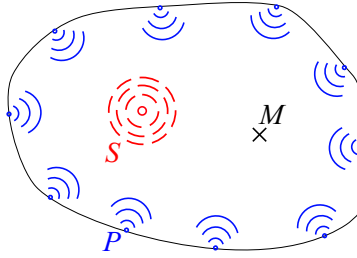


Bild 3.1: Am Ort  $M$  wirksame Überlagerung der Felder primärer (am Punkt  $S$ ) und sekundärer Quellen an Punkten  $P$  auf dem Rand

wobei  $\delta(S, M)$  die Dirac'sche Funktion ist.

Zur Einführung von Randbedingungen wird nun angenommen, dass sich das Schallfeld innerhalb eines Gebietes  $\Omega$  aus der Überlagerung der Schallfelder einer oder mehrerer primärer Quellen und der Schallfelder sekundärer auf dem Rand des Gebietes befindlicher Quellen ergibt (Bild 3.1). Das ist das Huygens'sche Prinzip. Angewendet auf die Energiegrößen  $w$  und  $\mathbf{I}$  bedeutet das, dass sich die durch die Quellen hervorgerufenen Energiedichten und Intensitäten einfach addieren.

Hat eine primäre Quelle  $S$  mit einer Quellstärke  $P_{in}$  eine „kugelförmige“ Richtcharakteristik, ist die von ihrem Schallfeld am Ort  $M$  erzeugte Energiedichte entsprechend (3.11) gleich  $w(M) = P_{in}/(\gamma_n c_g)G(S, M)$ . Handelt es sich um eine ausgedehnte oder um mehrere Quellen, kann anstelle der Quellstärke auch eine Quelledichte (Quellstärke pro „Volumen“)  $\rho(S)$  verwendet werden, über die dann integriert wird.

Bei den sekundären Quellen am Rand  $\partial\Omega$  des Gebietes soll eine Richtcharakteristik berücksichtigt werden, die symmetrisch zur Normale am Rand ist. Sie kann durch eine Funktion  $f$  des Winkels zwischen Normale  $\mathbf{n}_Q$  am Randpunkt  $Q$  und der Abstrahlungsrichtung  $\mathbf{u}_{MQ}$  erfasst werden.

Für  $w$  und  $\mathbf{I}$  ergeben sich

$$w(M) = \int_{\Omega} \rho(S)G(S, M)dS + \int_{\partial\Omega} \sigma(Q)f(\mathbf{u}_{MQ}, \mathbf{n}_Q)G(Q, M)dQ, \quad (3.14)$$

$$\mathbf{I}(M) = \int_{\Omega} \rho(S)\mathbf{H}(S, M)dS + \int_{\partial\Omega} \sigma(Q)f(\mathbf{u}_{MQ}, \mathbf{n}_Q)\mathbf{H}(Q, M)dQ. \quad (3.15)$$

An einen Punkt  $M$  innerhalb eines im Innern nicht konkav geformten Gebietes wirken sich nur die Beiträge der sichtbaren Quellen aus (Bild 3.2). Das bedeutet, dass nur über den sichtbaren Teil des Gebietes  $\Omega$  bzw. des Randes  $\partial\Omega$  integriert

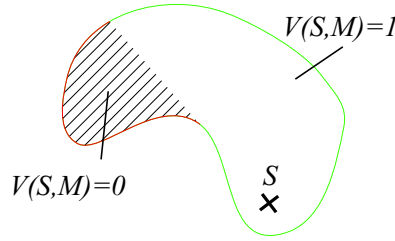


Bild 3.2: Sichtbarkeit bei nicht konkavem Gebiet

wird. Das kann auf einfache Weise durch Einführung der Sichtbarkeitsfunktion  $V(S, M)$  mit dem Wert 1 bei Sichtbarkeit von  $S$  von  $M$  aus geschehen. Ist  $S$  von  $M$  aus nicht sichtbar, ist  $V(S, M) = 0$ . Für eine Übersichtliche Behandlung wird für alle folgenden Betrachtungen

$$G(S, M) = \frac{1}{\gamma_n c_g} \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}} V(S, M) \quad \text{und} \quad \mathbf{H}(S, M) = \frac{1}{\gamma_n c_g} \mathbf{c}_g \frac{e^{-mr}}{r^{n-1}} V(S, M) \quad (3.16)$$

gesetzt.

Die Quelldichte pro Rand,,fläche“  $\sigma(Q)$  beschreibt die Stärke der sekundären Quelle  $Q$ . Sie hängt von der Leistung der auf  $Q$  einfallenden Wellen ab. Außerdem ist es möglich, dass ein Teil dieser Leistung an  $Q$  absorbiert wird, entweder durch eine Randdämpfung (wie z.B. bei Auskleidung mit einem porösen Absorber) oder durch Übertragung in ein anderes, angrenzendes Gebiet. Der Rand ist also „durchlässig“. Wird die auf den Randpunkt  $Q$  normal zum Rand einfallende Intensität  $I_{n,in}(Q)$  und die entsprechende Komponente  $I_{n,out}(Q)$  der Abstrahlung betrachtet, kann mit Hilfe dieser Überlegungen nun eine einfache Randbedingung formuliert werden:

$$I_{n,out}(Q) = \rho(Q) I_{n,in}(Q). \quad (3.17)$$

$\rho$  ist der Reflexionsgrad.

Die randnormale Komponente der in einen Raumwinkel  $d\theta$  in Richtung eines Punktes  $Q''$  abgestrahlten Intensität ist:

$$dI_{n,out}(Q) = \frac{1}{\gamma_n} \sigma(Q) f(\mathbf{u}_{Q''Q}, \mathbf{n}_Q) d\theta. \quad (3.18)$$

Für ein isotropes Gebiet ist  $c_g$  unabhängig von  $\theta$  und die gesamte, über den von  $Q$  sichtbaren Halbraum integrierte Intensität ist dann

$$I_{n,out}(Q) = \sigma(Q) \frac{\gamma}{\gamma_n}. \quad (3.19)$$

$f(\mathbf{u}_{Q''Q}, \mathbf{n}_Q)$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$
1	1	$\pi$	$2\pi$
$-\mathbf{u}_{Q''Q} \cdot \mathbf{n}_Q$	1	2	$\pi$

Tabelle 3.1: Winkel  $\gamma$  für verschiedene Richtcharakteristiken und Dimensionen

Aus der Integration über den Halbraum ergibt sich der Winkel

$$\gamma = \int_{HR} f(\mathbf{u}_\theta, \mathbf{n}) d\theta, \quad (3.20)$$

der von der Dimension  $n$  und von der Richtcharakteristik  $f$  abhängt. Beispiele sind in der Tabelle 3.2.2 zusammengestellt.

Einfallende Wellen können sowohl von sekundären Quellen auf dem Rand als auch von primären Quellen im Gebiet ausgehen. Die randnormale Komponente der Intensität einer Welle, die von einer auf dem Randpunkt  $Q'$  befindlichen Quelle ausgeht, lässt sich aus

$$dI_{n,in,2} = -d\mathbf{I}_{n,in,2} \cdot \mathbf{n}_Q = -\sigma(Q') \mathbf{H}(Q', Q) f(\mathbf{u}_{QQ'}, \mathbf{n}_{Q'}) dQ' \cdot \mathbf{n}_Q \quad (3.21)$$

berechnen. Dabei ist  $dQ'$  der von der Quelle bedeckte Randabschnitt. Aus der Integration über den Rand des Gebietes ergibt sich die gesamte Intensität  $I_{n,in,2}$ .

Die durch eine am Punkt  $S$  innerhalb von  $\Omega$  befindliche primäre Quelle der Ausdehnung  $dV$  erzeugte randnormale Intensität ist

$$dI_{n,in,1} = -d\mathbf{I}_{n,in,1} \cdot \mathbf{n}_Q = -\rho(S) \mathbf{H}(S, Q) dS \cdot \mathbf{n}_Q. \quad (3.22)$$

Wird nun über das Volumen integriert, ergibt sich mit (3.19) und (3.21) eine Integralgleichung:

$$\sigma(Q) = -\frac{\rho\gamma_n}{\gamma} \left( \int_{\Omega} \rho(S) \mathbf{H}(S, Q) dS + \int_{\partial\Omega} \sigma(Q') f(\mathbf{u}_{QQ'}, \mathbf{n}_{Q'}) \mathbf{H}(Q', Q) dQ' \right) \cdot \mathbf{n}_Q. \quad (3.23)$$

Diese Gleichung eignet sich für eine numerische Lösung mit einer Randelementemethode.

### 3.2.3 Numerische Lösung der Integralgleichung

Zur numerischen Behandlung wird der Rand in  $N$  ebene Elemente  $\partial\Omega_i$  zerlegt. So kann die Integration über  $\partial\Omega$  numerisch einfach ausgeführt werden, indem das

Integral über den Rand durch die Summe der Integrale über die Elemente ersetzt wird. Wird nun weiter angenommen, dass der Integrand über einem solchen Element konstant bleibt, kann das Integral über das Element durch das Produkt von Elementfläche bzw. -länge  $A_j$  und Funktionswert des Integranden am Elementmittelpunkt  $Q_j$  genähert werden. Die Integration über  $\Omega$  kann durch eine Summation ersetzt werden, wenn nur eine endliche Anzahl  $N_S$  von Primärquellen betrachtet wird. Aus der Integralgleichung wird somit ein Gleichungssystem:

$$\sigma_i = -\frac{\rho\gamma_n}{\gamma} \left( \sum_{j=1}^{N_S} P_{in,j} \mathbf{H}(S_j, Q_i) \cdot \mathbf{n}_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \sigma_j f(\mathbf{u}_{Q_i Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j \mathbf{H}(Q_j, Q_i) \cdot \mathbf{n}_i \right),$$

$i = 1 \dots N. \quad (3.24)$

In Matrixform geschrieben lautet dieses Gleichungssystem:

$$[\mathbf{A}] \{\boldsymbol{\sigma}\} = \{\mathbf{b}\} \quad (3.25)$$

mit

$$A_{ij} = \begin{cases} f(\mathbf{u}_{Q_i Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j \mathbf{H}(Q_j, Q_i) \cdot \mathbf{n}_i, & i \neq j, \\ \frac{\gamma}{\rho\gamma_n}, & i = j, \end{cases} \quad (3.26)$$

$$b_i = -\sum_{j=1}^{N_S} P_{in,j} \mathbf{H}(S_j, Q_i) \cdot \mathbf{n}_i. \quad (3.27)$$

Die Lösung liefert die Quellstärken der Randquellen  $\sigma_j$ . Damit kann dann für einen beliebigen Punkt  $M$  innerhalb des Gebietes die Energiedichte bzw. die Intensität mit (3.14) und (3.15) berechnet werden. Die dazu notwendige Integration wird wiederum numerisch ausgeführt:

$$w(M) = \sum_{j=1}^{N_S} P_{in,j} G(S_j, Q_i) + \sum_{j=1}^N \sigma_j f(\mathbf{u}_{M Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j G(Q_j, M), \quad (3.28)$$

$$\mathbf{I}(M) = \sum_{j=1}^{N_S} P_{in,j} \mathbf{H}(S_j, Q_i) + \sum_{j=1}^N \sigma_j f(\mathbf{u}_{M Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j \mathbf{H}(Q_j, M). \quad (3.29)$$

Der beschriebene Weg, die numerische Integration durch Multiplikation der Elementlänge bzw. -fläche mit dem Funktionswert in der Mitte des Elements

Eigenschaft	Formelzeichen	Wert	Einheit
E-Modul	$E$	$2.1 \cdot 10^{11}$	Pa
Dichte	$\rho$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Poisson-Zahl	$\mu$	0.3	
Dicke	$d$	1	mm

Tabelle 3.2: Gemeinsame Daten der rechteckigen Platte und der nicht konkaven Platte

durchzuführen, ist besonders einfach umzusetzen. Dieses Vorgehen entspricht der Verwendung konstanter Ansatzfunktionen für die gesuchte Größe  $\sigma(Q)$ . Eine weitere denkbare Möglichkeit ist die Verwendung von linearen Ansatzfunktionen oder Ansatzfunktionen quadratischer und höherer Ordnung. Dann müssen für numerische Integration auch Quadraturformeln höherer Ordnung verwendet werden, z.B. Gauss-Legendre-Formeln.

Ein ähnliches Verfahren wie das hier erläuterte, ist in [11, 12] beschrieben. Allerdings wird das Verfahren ausschließlich für Luftschallfelder beschrieben und es wird keine Dissipation im Medium, sondern nur die am Rand betrachtet. Eine abweichende Besonderheit ist, dass nicht zwangsläufig eine vorgegebene Richtcharakteristik verwendet wird, sondern die Richtcharakteristik an jedem Randpunkt in eine Fourier-Reihe entwickelt wird, deren Koeffizienten iterativ aus der einfallenden Energie bestimmt werden. Damit ist die Betrachtung von nicht diffusen Reflexionen am Rand möglich.

## 3.3 Berechnungsbeispiele und Ergebnisse

### 3.3.1 Rechteckplatte

Als erstes Beispiel soll die Anwendung der Randintegralmethode auf den einfachen Fall einer rechteckigen Platte demonstriert werden, die durch eine Punktquelle zu Biegeschwingungen angeregt wird. Die Daten der Platte sind in Tabelle 3.3.1 zusammengefasst. Die Position der Anregung mit einer Leistung von 1 W befindet sich am Ort (1.5 m, 1.5 m), gemessen von der unteren rechten Ecke (siehe auch Bild 3.3).

Die Berechnung erfolgte mit verschiedenen Randelement-Netzen mit jeweils

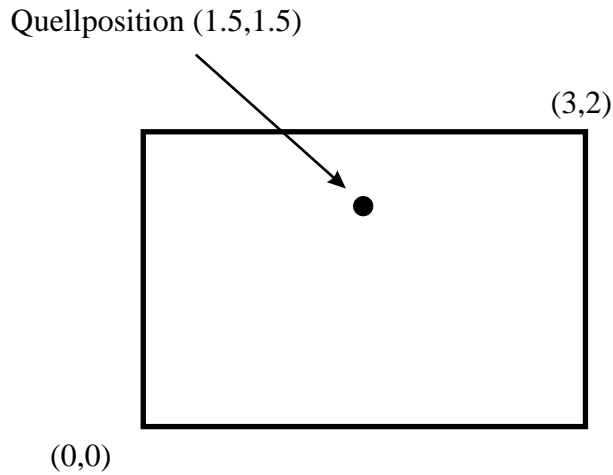


Bild 3.3: Abmessungen der Rechteckplatte (alle Angaben in m)

unterschiedlicher Elementgröße zwischen 1 m und 0.05 m und bei den Frequenzen 1 kHz und 10 kHz sowie bei verschiedenen Dämpfungen ( $\eta = 10\%$ , 1% bzw. 0.1%). Aus den Materialdaten wurde mit:

$$c_{gB} = 2\sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{Ed^2}{12(1-\mu^2)\rho}} \quad (3.30)$$

die Gruppengeschwindigkeit für Biegewellen [13] berechnet. Damit waren alle erforderlichen Eingangsdaten vorhanden. Zunächst wurden die unbekanntenen Quellstärken  $\sigma_j$  der virtuellen Quellen auf dem Rand ermittelt. Im Anschluss daran dienten diese Ergebnisse zur Berechnung der Energiedichte an den Knoten eines Flächenelemente-Netzes auf der Platte, dessen Elementgröße der des Randelemente-Netzes angepasst war. Mit Hilfe einer numerischen Integration über die Fläche der Platte lassen sich so Angaben über die gesamte Schwingenergie  $W$  der Platte machen. Andererseits liefert die globale Anwendung des Energieerhaltungssatzes für einen stationären Schwingungszustand den Zusammenhang

$$W = P_{in}/\eta\omega, \quad (3.31)$$

eine der Grundgleichungen der SEA. Somit ist es möglich, einen relativen Fehler  $\varepsilon_{Wr}$  für die numerische Berechnung anzugeben:

$$\varepsilon_{Wr} = \frac{W_{BE} - W_{SEA}}{W_{SEA}}. \quad (3.32)$$

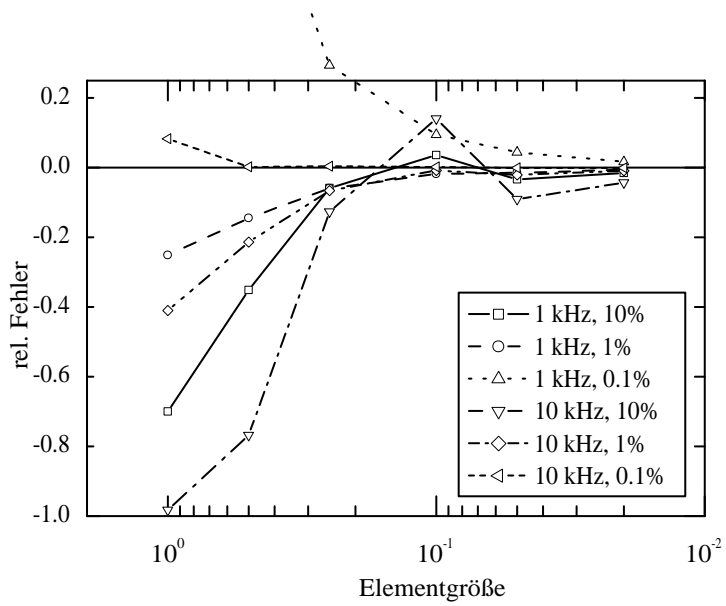
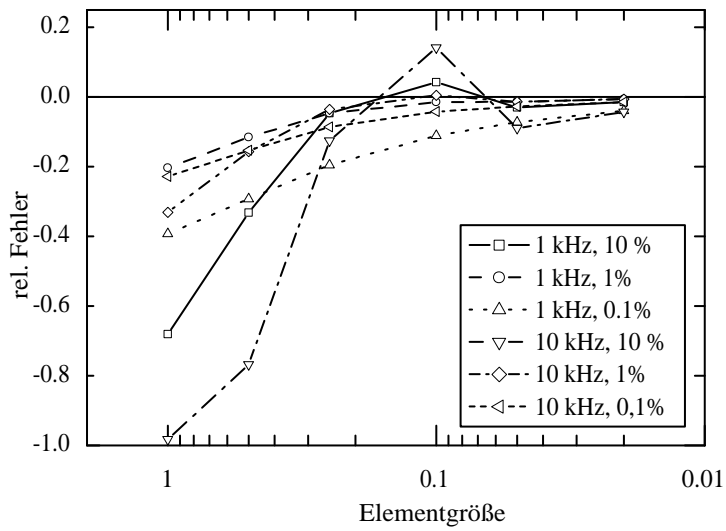


Bild 3.4: relativer Fehler nach (3.32) für verschiedene Frequenzen und Eigenverlustfaktoren: für konstante Richtcharakteristik (oben) und für eine  $(-\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})$ -Richtcharakteristik (unten)



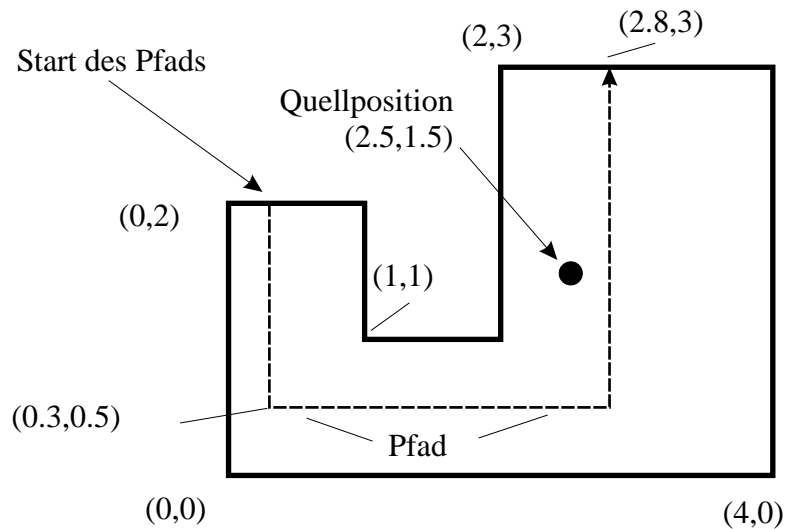


Bild 3.5: Abmessungen der nicht konkav geformten Platte (alle Angaben in m); entlang des eingezeichneten Pfads werden die Ergebnisse für die berechnete Energiedichte in Abschnitt 4.3.1 dargestellt

Dabei ist  $W_{BE}$  die aus der Anwendung des Randelementeverfahrens mit anschließender numerischer Integration berechnete Energie und  $W_{SEA}$  ist die nach (3.31) berechnete. Bei geringer Anzahl der Element bzw. bei relativ großen Elementen ist der Fehler deutlich größer als bei höherer Elementzahl bzw. kleineren Elementabmessungen. Wie in Bild 3.4 zu sehen, besteht eine Abhängigkeit des Fehlers nicht nur von der Frequenz und dem Verlustfaktor (bzw. von  $m$  und  $c_g$ ), sondern auch von der für die Berechnung verwendeten Richtcharakteristik.

Es kann davon ausgegangen werden, dass sich bei der Anwendung von Quadraturformeln höherer Ordnung das Fehlverhalten günstiger wird und sich bereits bei größeren Elementen bzw. bei einer geringeren Elementzahl kleinere Fehler ergeben. Allerdings ist damit auch ein größerer Aufwand für die Berechnung der Integrale verbunden.

### 3.3.2 Nicht konkave Platte

Als weiteres Berechnungsbeispiel soll eine Platte dienen, die so geformt ist, dass sie von Innen betrachtet, nicht konkav ist. Das führt dazu, dass nicht mehr alle Punkte des Randes von jedem Randpunkt aus sichtbar sind. Somit müssen bei der Berechnung Tests der Sichtbarkeit durchgeführt werden, um die Funktion

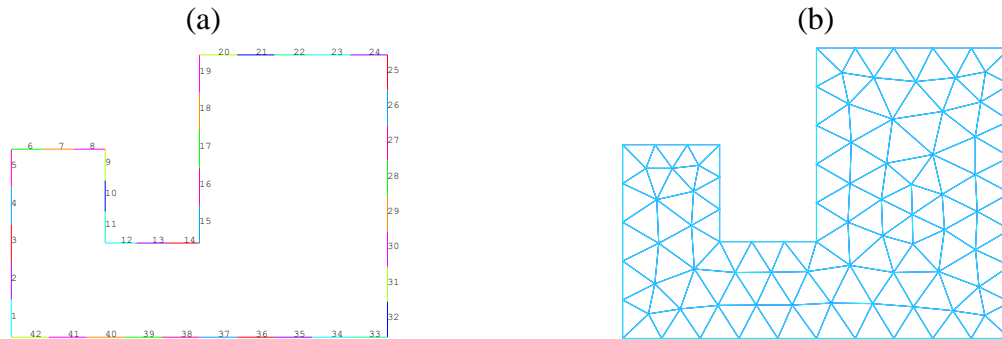


Bild 3.6: Zur Berechnung der Quellstärken der virtuellen Quellen auf dem Rand verwendetes Randelemente-Netz mit 42 Elementen (a) sowie passendes Flächenelemente-Netz mit 93 Knoten (b) zur Berechnung der Energiedichte auf der Platte

$V(S, M)$  zu ermitteln.

Die Abmessungen der Platte sind aus Bild 3.5 ersichtlich, die Materialparameter und die Dicke entsprechen der einfachen Rechteckplatte und sind in Tabelle 3.3.1 aufgeführt. Die Berechnung erfolgte wiederum für eine punktförmige Anregung mit einer Leistung von 1 W und unter Verwendung einer  $(-\mathbf{u} \cdot \mathbf{n})$ -Richtcharakteristik am Rand. Bild 3.6 zeigt das für die Berechnung verwendete Randelemente-Netz sowie ein zugehöriges Netz von Flächenelementen.

In Bild 3.7 sind die Berechnungsergebnisse für die örtliche Verteilung der Energiedichte bei verschiedenen Frequenzen und Dämpfungen dargestellt. In allen Fällen ist deutlich zu erkennen, dass die Energiedichte über der Platte nicht konstant ist. Drastische örtliche Unterschiede ergeben sich insbesondere bei höheren Dämpfungen und/oder hohen Frequenzen. Für eine SEA-Berechnung würde die gesamte Platte wiederum als nur ein Subsystem abgebildet werden und die Energiedichte lässt sich mit (3.31) berechnen. Die Ergebnisse für die verschiedenen Konfigurationen sind in Bild 3.7 mit angegeben. In der Gegenüberstellung wird der höhere Informationsgehalt der Ergebnisse der Randelementemethode deutlich.

Aus der Literatur [10] stammt ein weiteres Beispiel für die Berechnung. Dort wird eine durch zwei Punktkräfte angeregte U-förmige Platte mit zwei Schlitzen behandelt. Im Abschnitt XX sind Berechnungsergebnisse mit der Randelementemethode Messergebnissen und Ergebnissen mit der dort behandelten Finite-Element-Methode verglichen.

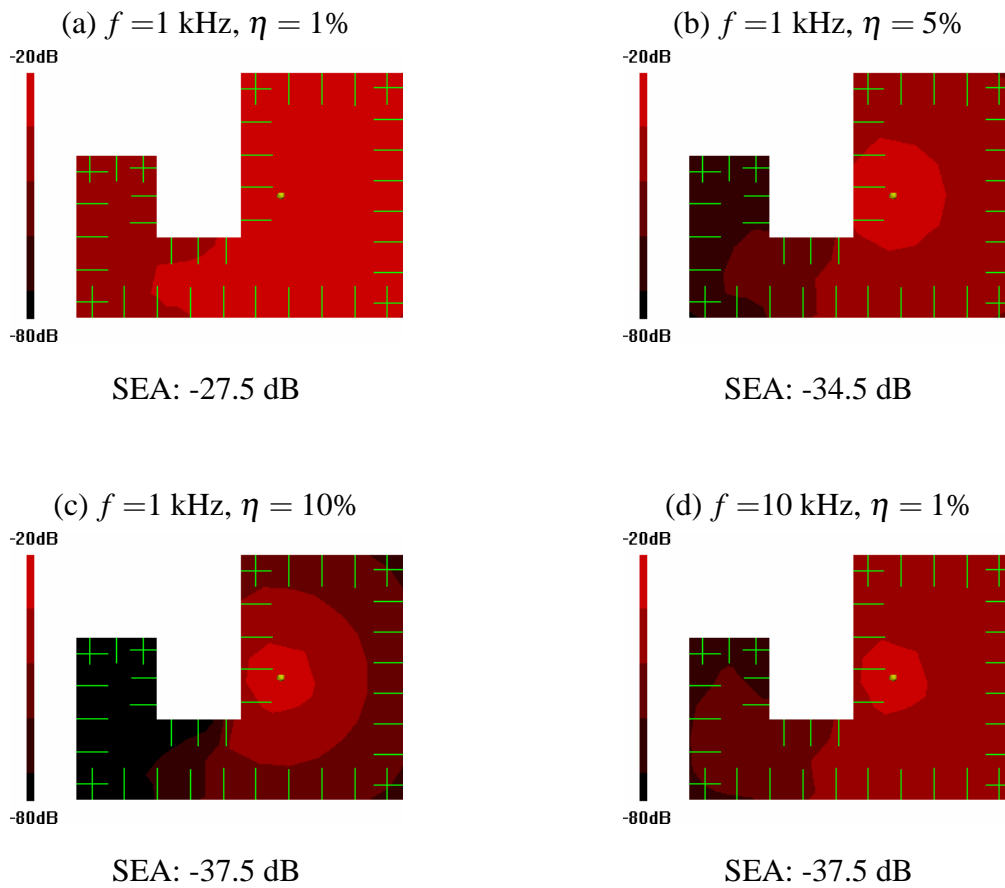


Bild 3.7: Ergebnisse für die Energiedichte mit der Energie-Randelementemethode auf der nicht konkaven Platte (in Dezibel bezogen auf  $1 \text{ J/m}^2$ ) für punktförmige Anregung mit  $1 \text{ W}$  Leistung für verschiedene Frequenzen  $f$  und Eigenverlustfaktoren  $\eta$ , dazu Ergebnisse einer SEA-Rechnung

# Kapitel 5

## Zusammenfassende Wertung

Für die erfolgreiche Anwendung eines zur SEA alternativen Berechnungsverfahrens zur Lärminderung in der Fahrzeugkonstruktion sind einige Voraussetzungen wesentlich. Diese Voraussetzungen können als Kriterien zur Einschätzung und Bewertung eines Verfahrens dienen:

1. Das Verfahren muss in der Lage sein, über die SEA hinausgehende Ergebnisse zu liefern, die einer messtechnischen Überprüfung standhalten.
2. Für die praktische Anwendung dürfen möglichst wenig Einschränkungen gegeben sein. Es muss möglich sein, praktische relevante Strukturen und Anregungen zu modellieren.
3. Das Verfahren muss in seiner Entwicklung soweit ausgereift sein, dass eine praktische Anwendung vorstellbar ist.
4. Die für eine Berechnung mit dem Verfahren notwendigen Eingangsdaten sollten sich auf einfache Weise gewinnen lassen, z.B. durch Übernahme bereits verwendeter CAE-Modelle.

Aus der Darstellung in den vorangegangenen Kapiteln lässt sich für alle aufgeführten Verfahren ablesen, welche dieser Voraussetzungen jeweils erfüllt sind. Über die SEA hinausgehende Ergebnisse werden von allen Verfahren geliefert, nicht aber unbedingt auch z.B. Aussagen mit höherer örtlicher Auflösung. Die für die einzelnen Verfahren gültigen Einschränkungen sind recht unterschiedlich und betreffen die möglichen zu behandelnden Strukturen ebenso wie die abgedeckten Frequenzbereiche. Einige der Verfahren können als einsatzbereit bezeichnet

werden, bei anderen sind noch wesentliche Fragen offen. Schließlich ist die Möglichkeit der Anbindung an bestehende Modelle zur schnellen Gewinnung von Eingangsdaten sehr unterschiedlich einzuschätzen.

In Tabelle 5.1 sind die einzelnen Verfahren zusammengestellt und nach den oben genannten Kriterien bewertet.

Von allen behandelten Verfahren sind nur die Randelementemethode und die Energie-FEM im Sinne der oben genannten Kriterien als geeignete Alternative zur SEA einzuschätzen. Im direkten Vergleich zeigen sich die Verfahren als nahezu gleichwertig. Während bei der Randelementemethode auch Punktanregungen richtig modelliert werden, ist bei der FEM die Netzgenerierung mit weniger Problemen verbunden und es kann auf Sichtbarkeitstests verzichtet werden. Es muss jedoch auf der Basis der gemachten Erfahrungen und der in der Literatur vorgestellten Ergebnisse davon ausgegangen werden, dass bei FEM-Berechnungsergebnisse systematische Fehler vorliegen. Es ist schwer einzuschätzen, in wie weit sich diese bei praktischen Anwendungen auswirken. Bei der Randelementemethode ist eine solche Unsicherheit nicht vorhanden. Deshalb birgt die Weiterentwicklung und Anwendung der Randelementemethode weniger Risiken in sich als das bei der FEM der Fall ist.

**Für die weiteren Untersuchungen wird deshalb Randelemente-Verfahren ausgewählt.**

Verfahren	1 (Ergebnisse gehen über SEA hinaus)	2 (wenig Einschränkungen)	3 (Verfahren ausgereift)	4 (CAE-Übernahme)	Alternative zur SEA ?
SEA	nein	ja, nur geringe Einschränkungen	ja	sehr aufwändig, meist nicht möglich	-
ASEA	kaum	nur Elemente gleicher Dimension	ja	denkbar	kaum
WIA	ja, aber keine bessere örtliche Auflösung	bis jetzt nur Elemente gleicher Dimension	ja	denkbar, etwas besser als bei SEA	nur eingeschränkt
Envelope-Verfahren (CEDA)	ja, sehr deutlich	nur für eindimensionale Systeme	nein	-	nein, gegenwärtig nicht
Hybrid-Verfahren	ja, sehr deutlich	kaum Einschränkungen	nein	möglich (?)	nein, gegenwärtig nicht
Randelementemethode	ja, auch bessere örtliche Auflösung	geringe Einschränkungen im gegenwärtigen Entwicklungsstand	je	automatisierte Erzeugung der Randelementenetze denkbar	ja
Energie-FEM	ja, auch bessere örtliche Auflösung	wesentliche Einschränkungen: Punkt-Anregungen werden falsch modelliert	je	Nutzung vorhandener FE-Netze denkbar	ja

Tabelle 5.1: Zusammenstellung und Wertung der Verfahren

# Literaturverzeichnis

- [1] SARRADJ, E.: *Hochfrequenter Körperschall in Strukturen*, TU Dresden, Diss., 1998
- [2] HERON, K.: Advanced Statistical Energy Analysis. In: *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A* 346 (1994), S. 501–510
- [3] LANGLEY, R.: A wave intensity technique for the analysis of high frequency vibration. In: *J. Sound Vib.* 159 (1992), Nr. 3, S. 482–502
- [4] NISHINO, H ; OHLRICH, M.: Prediction of medium frequency vibration by wave intensity analysis. In: *Proceedings Novem 2000, Lyon*, 2000
- [5] SESTIERI, A. ; CARCATERRA, A.: An envelope energy model for high frequency dynamic structures. In: *J. Sound Vib.* 188 (1995), Nr. 2, S. 283–295
- [6] CARCATERRA, A. ; SESTIERI, A.: Complex envelope displacement analysis: a quasi static approach to vibrations. In: *J. Sound Vib.* 201 (1997), Nr. 2, S. 205–233
- [7] LE BOT, A.: A vibroacoustic model for high frequency analysis. In: *J. Sound Vib.* 211 (1998), Nr. 4, S. 537–554
- [8] LE BOT, A.: Geometric diffusion of vibrational energy and comparison with the vibrational conductivity approach. In: *J. Sound Vib.* 212 (1998), Nr. 4, S. 637–647
- [9] LE BOT, A. ; BOCQUILLET, A.: Comparison of an integral equation on energy and the ray-tracing technique in room acoustics. In: *J. Acoust. Soc. Am.* 108 (2000), Nr. 4, S. 1732–1740
- [10] LE BOT, A.: Energy transfer for high frequencies in built-up structures. In: *J. Sound Vib.* 250 (2002), Nr. 2, S. 247–275

- [11] FRANZONI, L. ; BLISS, D. ; ROUSE, J.: An acoustic boundary element method based on energy and intensity variables for prediction of high-frequency broadband sound fields. In: *J. Acoust. Soc. Am.* 110 (2001), Nr. 6, S. 3071–3080
- [12] FRANZONI, L. ; ROUSE, J.: An intensity - based boundary element method for analyzing broadband high frequency sound fields in enclosures. In: *Forum Acusticum Sevilla, 2002*
- [13] CREMER, L. ; HECKL, M.: *Körperschall. 2. Auflage.* Springer, 1996
- [14] BELOV, V. ; RYBAK, S.: Applicability of the transport equation in one-dimensional wave-propagation problem. In: *Soviet Physics / Acoustics* 21 (1975), S. 110–114
- [15] NEFSKE, D. ; SUNG, S.: Power flow finite element analysis of dynamic systems: basic theory and application to beams. In: *Transactions of ASME, Journal of Vibration, Stress and Reliability in Design* (1989), Nr. 111, S. 94–100
- [16] WOHLEVER, J. ; BERNHARD, R.: Mechanical energy flow models of rods and beams. In: *J. Sound Vib.* 153 (1992), Nr. 1, S. 1–19
- [17] BOUTHIER, O.: *Energetics of vibrating systems*, Purdue University, USA, Diss., 1992
- [18] CHO, P.: *Energy flow analysis of coupled structures*, Purdue University, USA, Diss., 1993
- [19] BITSIE, F.: *The structural-acoustic energy finite element method and energy boundary method*, Purdue University, USA, Diss., 1996
- [20] HAN, F. ; BERNHARD, L.: Energy flow analysis for vibrating beams and plates for discrete random excitations. In: *J. Sound Vib.* 208 (1997), Nr. 5, S. 841–859
- [21] WANG, S. ; BERNHARD, R.: Energy finite element method (EFEM) and statistical energy analysis (SEA) of a heavy equipment cab. In: *Proceedings of the 1999 SAE Noise and Vibration Conference, 1999.* – SAE paper ref. 1999-01-1705, S. 443–450



- [22] WANG, S.: *High frequency energy flow methods: numerical implementation, applications and verification*, Purdue University, USA, Diss., 2000
- [23] VLAHOPOULOS, N. ; ZHAO, X.: An approach for evaluating power transfer coefficients for spot-welded joints in an energy finite element formulation. In: *J. Sound Vib.* 220 (1999), Nr. 1, S. 135–154
- [24] VLAHOPOULOS, N. ; GARZA-RIOS, L. ; MOLLO, C.: Numerical implementation, validation and marine applications of an energy finite element formulation. In: *Journal of ship research* 43 (1999), Nr. 3, S. 143–456
- [25] GUR, Y. ; WAGNER, D. ; MORMAN, K.: Energy finite element analysis methods for mid frequency NVH applications. In: *Proceedings of the 1999 SAE Noise and Vibration Conference*, 1999. – SAE paper ref. 1999-01-1801, S. 1159–1167
- [26] HONG, S ; SEO, S. ; PARK, D. ; KIL, H.: Development of PFFEM based vibroacoustic prediction software - “PFADS“. In: *Proceedings Novem 2000, Lyon*, 2000
- [27] ZHANG, W. ; WANG, A. ; VLAHOPOULOS, N.: An alternative energy finite element formulation based on incoherent orthogonal waves and its validation for marine structures. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38 (2002), S. 1095–1113
- [28] ZHANG, W. ; WANG, A. ; VLAHOPOULOS, N. ; WU, K.: High-frequency vibration analysis of thin elastic plates under heavy fluid loading by an energy finite element formulation. In: *J. Sound Vib.* 263 (2003), Nr. 1, S. 21–46
- [29] MOENS, I.: *On the use and the validity of the energy finite element method for high frequency vibrations*, K.U.Leuven, Diss., 2001
- [30] LANGLEY, R.: On the vibrational conductivity approach to high frequency dynamics for two-dimensional structures. In: *J. Sound Vib.* 182 (1995), S. 637–657
- [31] CARCATERRA, A.: Wavelength scale effects on energy propagation in structures. In: *Proceedings IUTAM Symposium on Statistical Energy Analysis*. Kluwer, 1997, S. 269–282

# Körperschall-Energieflussmethode

-Teilaufgabe 6-

## Weiterentwicklung, Programmierung und Erprobung des ausgewählten Energiefluss-Verfahrens

Björn Knöfel

März 2005

---

### INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
2	HFBEM-Berechnungen .....	1
2.1	Rechnerische Fallstudien und Sensitivitätsanalysen.....	1
2.2	Erweiterung auf mehrere domains .....	2
3	Zusammenfassung.....	4
4	Literatur .....	4

---

# 1 Einleitung

Ausgehend aus der Untersuchung von alternativen Berechnungsverfahren für die SEA erfolgte bereits in [3] die Programmierung verschiedener Test-Software, mit der die einzelnen Schallausbreitungsmodelle verglichen wurden. Nachdem die Auswahl zugunsten der High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) erfolgte, ist bei der Weiterentwicklung, Programmierung und Erprobung des ausgewählten Energiefluss-Verfahrens die Test-Software aus [3] auf mehrere zu berechnende Gebiete erweitert und an die speziellen Forderungen bei der Berechnung der drei Referenzstrukturen angepasst worden.

## 2 HFBEM-Berechnungen

Die Theorie der HFBEM [3] ist in einer objektorientierten Programmierung in der Programmiersprache Python durchgeführt. Im Folgenden werden die verschiedenen Randbedingungen und Ergebnisse, die bei der HFBEM-Berechnung und der Validierung mit SEA-Berechnungen und Messwerten erreicht wurden, vorgestellt. Eine detaillierte Beschreibung der Software ist im Abschlussbericht [5] des Projektes enthalten.

### 2.1 Rechnerische Fallstudien und Sensitivitätsanalysen

Als Kriterium der Konvergenz zwischen HFBEM und SEA wurden die Energien  $W_i$  einzelner zu berechnender Systeme herangezogen. Verglichen wurde beispielsweise, inwieweit die Energien  $W_i$  einer zu Biegeschwingungen angeregten Kreisplatte übereinstimmen, wenn ihre zu Grunde liegenden Schwingungsfelder einerseits mit der HFBEM und andererseits analytisch berechnet wurden. Als wesentliches Kriterium für die Genauigkeit der HFBEM-Berechnungen wurde die Größe der diskretisierten Elemente der Umrandung sowie der Elemente der Flächen untersucht. In Bild 1 ist eine Kreisplatte dargestellt, die in der Mitte zu Biegeschwingungen angeregt wird.

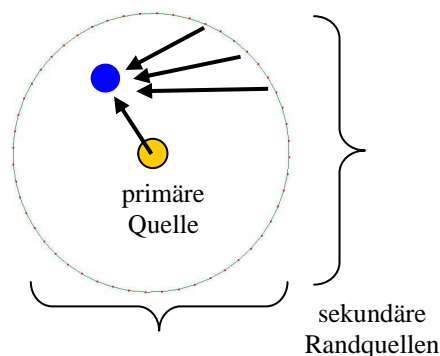
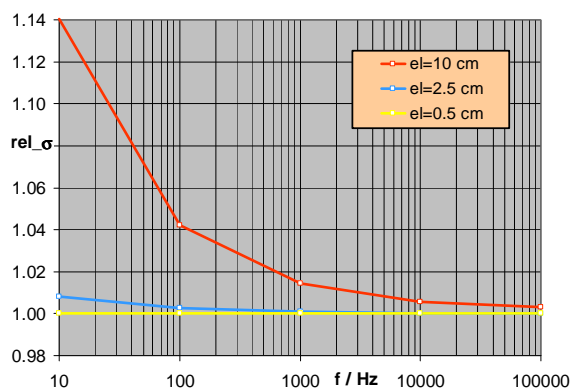


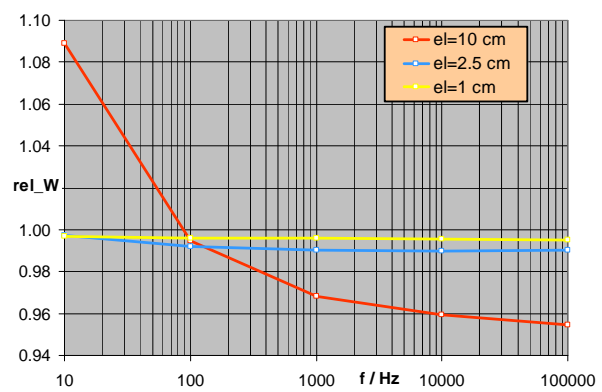
Bild 1: Mittig angeregte Kreisplatte

Für diese Konfiguration ist die analytische Berechnung der sekundären Randquellstärken mit geringem Aufwand durchzuführen und kann zu einem Vergleich mit der diskretisierten und numerisch berechneten Quellstärke der

Randquellen herangezogen werden. Als Berechnungsgrundlage wurden die Materialparameter für eine 1mm dicke Stahlplatte mit einem Radius von 1m benutzt. Wie aus Bild 2 ersichtlich wird, ist bereits bei einer Randelementlänge von 2,5 cm der numerische Fehler in der Größenordnung von wenigen Promille. Bei der Berechnung der Gesamtenergien (Bild 3) ist jedoch eine feinere Diskretisierung notwendig, um ähnlich geringe Abweichungen zwischen analytischer und numerischer Berechnungen zu erhalten. Das liegt zum einen daran, dass bei der Berechnung der Gesamtenergien nicht nur die Diskretisierung des Randes, sondern auch die der Kreisfläche von Bedeutung ist und man somit gewissermaßen von einer Fehlerfortpflanzung sprechen muss. Andererseits kann der Ort der primären Quelle bei der Integration systembedingt nicht mit enthalten sein, wobei immer ein infinitesimal kleines Gebiet in unmittelbarer Quellnähe nicht mit betrachtet wird. Die numerisch ermittelten Gesamtenergien der HFBEM sind bei einer Diskretisierung mit einer Rand- und Flächenelementlänge von 1 cm allerdings nur rund 0.5% geringer als bei der analytischen Berechnung, was einem Fehler von wenigen Zehntel dB entspricht.



**Bild 2:** Verhältnis der numerisch ermittelten Randstärke  $\sigma_{num}$  zur analytisch ermittelten Randstärke  $\sigma_{an}$ :  $rel\_σ = \frac{\sigma_{num}}{\sigma_{an}}$



**Bild 3:** Verhältnis der numerisch ermittelten Energie  $W_{num}$  zur analytisch ermittelten Energie  $W_{an}$ :  $rel\_W = \frac{W_{num}}{W_{an}}$

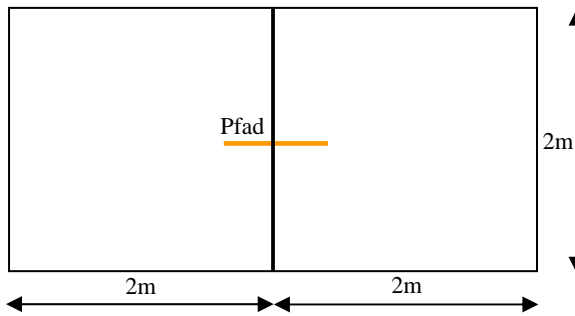
## Variation der Eingangsparameter

In einem weiteren Analyse-Schritt wurden alle für die Berechnung wesentlichen Eingangsparameter (Strukturabmaße, Materialdaten, Elastizitätsmodul, Querkontraktionszahl etc.) im Rahmen von in der Praxis auftretenden Schwankungen variiert. Dabei hat sich herausgestellt, dass die meisten praktisch bedingten Parameterabweichungen auf die HFBEM-Berechnungsergebnisse von untergeordneter Bedeutung sind. Dieser Sachverhalt wurde auch in einer Untersuchung zum Konvergenzverhalten bei der hochfrequenten SEA-Berechnung bestätigt [4].

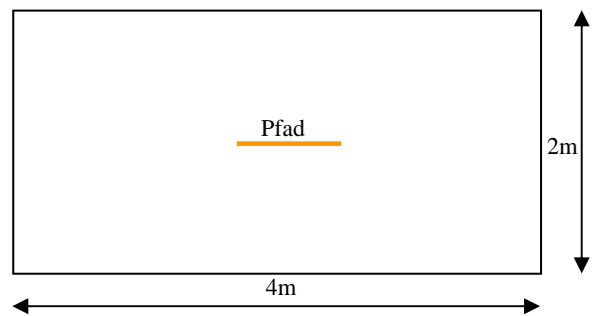
## 2.2 Erweiterung auf mehrere domains

Für die Berechnung des Schwingungsverhaltens der Referenzstrukturen war es notwendig, HFBEM-Berechnungen mehrerer verkoppelter Gebiete durchzuführen. Dazu erfolgte die Implementierung des Verkopplungsalgorithmuses nach [1].

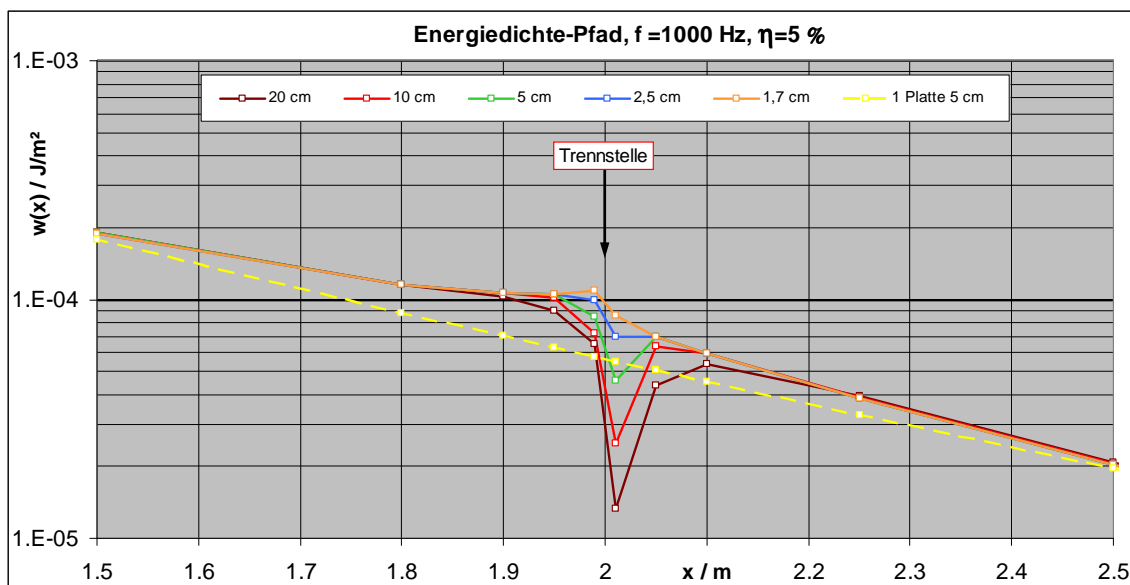
Nachdem die Berechnung für verkoppelte Gebiete implementiert wurde, erfolgten auch hier Untersuchungen zum Konvergenzverhalten der Gesamtenergien  $W_i$  und der Energiedichte  $w(x)$  innerhalb der verkoppelten Systeme. Generell lässt sich sagen, dass die Qualität der Randdiskretisierung wiederum von großem Einfluss sowohl auf die Gesamtenergien  $W_i$  als auch auf die Energiedichte  $w(x)$  innerhalb der einzelnen Systeme ist. Als Referenz für die Genauigkeit des Trennstellenalgorithmus diene der Vergleich zwischen einer 1mm dicken Stahlplatte der Abmaße 4m x 2m sowie ihrem Pendant bestehend aus 2 quadratischen Stahlplatten der Kantenlänge 2m, die zu "einer" rechteckigen Platte der Maße 4m x 2m zusammengesetzt wurden.



**Bild 4:** 2 verkoppelte quadratische Platten



**Bild 5:** Rechteckige Referenzplatte



**Bild 6:** Energiedichte-Pfad  $w(x)$  in der Nähe der Trennstelle der 2 quadratischen Stahlplatten

In den Bildern 4 und 5 ist jeweils ein Pfad eingezeichnet, für den die Energiedichte innerhalb der dargestellten Platten berechnet wurde. Für die verkoppelten Platten wurde ein Transmissionsgrad von 1 angenommen, um dem theoretischen Fall der rechteckigen Platte weitgehend zu entsprechen. Die Unterschiede zwischen der 2-Platten-Berechnung und der 1-Platten-Berechnung sollten somit nur aus der Implementierung des Trennstellenalgorithmus und der Qualität der Randdiskretisierung resultieren. Im Vergleich wurde deutlich, dass schon bei einer Diskretisierung mit einer Randelementlänge von 5 cm im Falle der Rechteckplatte eine Konvergenz bei der Berechnung der Energiedichte erreicht wird (Bild 6, gestrichelte gelbe Kurve). Bei der Betrachtung der 2 quadratischen Platten muss die

Diskretisierung wesentlich feiner ausfallen (Bild 6, durchgehende Kurven), um ähnliche Ergebnisse zu erreichen. Die Energiedichte in der Nähe der Trennstelle ist hier von großer Sensitivität und erst ab einer Diskretisierung von 2,5 cm ohne beträchtlichere Abweichungen zur 1-Platten-Berechnung zu erwarten. In größerer Entfernung zur Trennstelle ( $x > 2,5\text{m}$ ;  $x < 1,5\text{ m}$ , *hier nicht dargestellt*) ist die Übereinstimmung zwischen 1-Platten- und 2-Platten-Berechnung wiederum sehr gut.

### **Berechnung der Transmissionsgrade**

Die Berechnung der Transmissionsgrade, die Grundlage für die Schwingungsberechnung mehrerer domains ist, kann in der HFBEM-Software wahlweise mitberechnet werden. Als Alternative ist es auch möglich, die Transmissionsgrade vor der eigentlichen HFBEM-Berechnung der Schwingungsausbreitung in einem eigenen Softwaretool zu bestimmen und die dort erhaltenen Transmissionsgrade in die HFBEM-Berechnung in Form einer Liste einzufügen. Detaillierte Informationen für die Benutzung des Transmissionsgrad-Tools sind in [7] enthalten.

## **3 Zusammenfassung**

Die Theorie der HFBEM, wie sie in [1] beschrieben ist, hat sich für die durchgeführten Simulationen gut geeignet dargestellt, so dass theoretischen Weiterentwicklungen der HFBEM zum Zeitpunkt der Projektbearbeitung nicht notwendig wurden. Die HFBEM-Berechnungen ermöglichen eine gute Vorausberechnung des Schwingungsverhaltens aller Referenzstrukturen, die im Vergleich mit SEA-Berechnungen und Messungen validiert wurden. Eine Übersicht der Simulations- und Messergebnisse der definierten Referenzstrukturen und ihrer praxisrelevanten Veränderungen ist in [5] und [6] enthalten. Eine detaillierte Beschreibung der Software für die gesamte HFBEM-Berechnung sowie die Anleitung zur Generierung der Geometrie-Eingabedateien für die Referenzstrukturen ist Teil des Abschlussberichtes [5].

## **4 Literatur**

- [1] LE BOT, A.: A vibroacoustic model for high frequency analysis. In: *J. Sound Vib.* 211 (1998), Nr. 4, S. 537–554
- [2] LE BOT, A.: Energy transfer for high frequencies in built-up structures. In: *J. Sound Vib.* 250 (2002), Nr. 2, S. 247–275
- [3] SARRADJ, E.: *Zur SEA alternative Energiefluss-Methoden*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 2, Juli 2003
- [4] KETTLITZ, M.: *Untersuchungen zum Einfluss des Dämpfungsverlustfaktors auf die Berechnung des Schallübertragungsverhaltens einer Fahrzeugstruktur*. Diplomarbeit Technische Universität Dresden, Januar 2005.

- [5] KNÖFEL, B.: *Berechnungsverfahren für mittel- und hochfrequenten Körperschall zum Einsatz in der Lärminderung bei Fahrzeugkonstruktionen.* Abschlussbericht Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, April 2005.
- [6] KNÖFEL, B.: *Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen,* Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 7, April 2005.
- [7] SARRADJ, E.: *Benutzerhandbuch für Transmission.py.* Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 4, Juni 2004

# Körperschall-Energieflussmethode

-Teilaufgabe 7-

## Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen

Björn Knöfel

März 2005

---

### INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
2	Modifizierte Referenzstrukturen.....	1
2.1	Bodenblech mit Radhäusern .....	1
2.2	Verrippte Platte.....	2
2.3	Hochflurbereich des Regionalzuges.....	2
3	Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen .....	3
3.1	Bodenblech mit Radhäusern .....	3
3.2	Verrippte Platte.....	6
3.3	Hochflurbereich des Regionalzuges.....	7
4	Zusammenfassung.....	9
5	Literatur .....	9

---



# 1 Einleitung

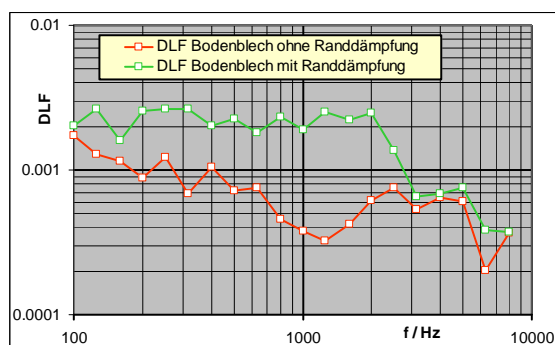
Bei der Schwingungssimulation von Fahrzeugen sind bereits in der Konstruktionsphase der Fahrzeugstrukturen verschiedene Modifikationen und Testläufe nötig, um optimale Ergebnisse bezüglich des Schwingungsverhaltens zu erzielen.

Das in diesem Forschungsprojekt untersuchte Energieflussverfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), ist als Alternative zur Statistischen Energieanalyse (SEA) vorgeschlagen und getestet worden. Dabei war es wichtig, an den definierten Referenzstrukturen [1], [2] praxisrelevante Änderungen vorzunehmen, um Aussagen zu erhalten, inwieweit die HFBEM diese Änderungen vorherzusagen vermag. Im Folgenden werden die Änderungen der drei definierten Strukturen (Bodenblech mit Radhäusern, Verrippte Platte, Hochflurbereich des Regionalzuges) vorgestellt und die veränderten HFBEM-Berechnungen sowohl SEA-Berechnungen als auch Messergebnissen der modifizierten Referenzstrukturen gegenübergestellt.

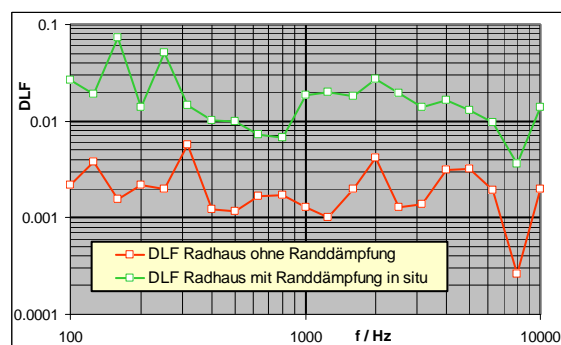
## 2 Modifizierte Referenzstrukturen

### 2.1 Bodenblech mit Radhäusern

Die Berechnungen und Messungen, die im Laufe der Untersuchungen bis zur Modifizierung an dem Bodenblech mit Radhäusern stattfanden, sind im Wesentlichen ohne zusätzliche Dämpfung erfolgt. Das heißt, die zwei Radhäuser sind lediglich mit dem Bodenblech verschraubt und die gesamte Anordnung kann -von innerer Materialdämpfung und der bereits minimierten Dämpfung durch die Aufhängung abgesehen- verlustfrei schwingen. Die in diesem Fall erhaltenen Ergebnisse aus Simulation und Messung sollten jetzt durch eine praxisrelevante Änderung ergänzt werden. Dazu wurde die zusätzliche Dämpfung, die bei einem Einbau des Bodenblechs und der Radhäuser im fertigen Fahrzeug auftritt, nachgebildet. Der Rand des Bodenblechs und beider Radhäuser wurde dafür mit einem zwei Zentimeter breiten Dämpfungsbelag über den gesamten Umfang beklebt. Die erhöhte Dämpfung der veränderten Struktur ist in den Bildern 1 und 2 der Dämpfung der Grundstruktur gegenübergestellt.



**Bild 1:** Dämpfungsverlustfaktor DLF des Bodenblechs



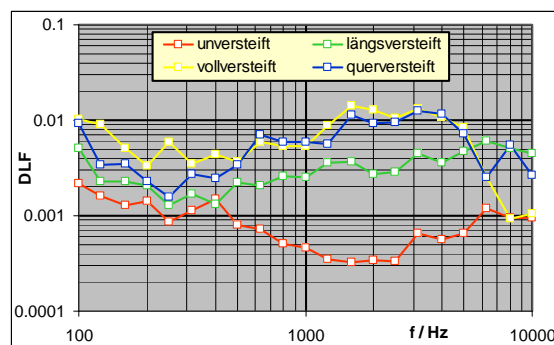
**Bild 2:** Dämpfungsverlustfaktor DLF der Radhäuser

Wie ersichtlich ist, hat sich die Dämpfung des Bodenblechs bis rund 3 kHz erhöht. Die zusätzliche Dämpfung der Radhäuser, die der Randdämpfungsbelag verursacht,

ist dagegen bei allen Frequenzen offenbar (Bild 2) und fällt wesentlich höher aus (ca. Faktor 10). Das liegt vor allem daran, dass der Randdämpfungsbelag bei den Radhäusern einen wesentlich größeren prozentualen Flächenanteil aufweist als bei dem Bodenblech.

## 2.2 Verrippte Platte

Ausgehend von einer isotropen Aluminium-Grundplatte der Maße 2m x 0,8m sind drei weitere Modifizierungen durchgeführt. Im ersten Schritt ist die Platte mit 5 Querversteifungen in Form von Aluminium-T-Profilen verschraubt. In einem weiteren Schritt wurden diese 5 Querversteifungen entfernt und an Stelle dessen 2 Längsversteifungen mit Aluminium-I-Profilen angebracht. Die letzte Modifikation beinhaltet beide Versteifungen, wobei die Längsprofile durchgängig aufgeschraubt wurden und die 5 Querversteifungen jeweils in Form von 3 einzelnen T-Profilen je Querversteifung eingesetzt waren. Die HF-BEM- und vergleichenden SEA-Berechnungen erfolgten an allen Strukturen. Der dafür notwendige Dämpfungsverlustfaktor wurde mit der Power Injection Method (PIM) gemessen und ist in Bild 3 für die isotrope Aluminiumplatte und alle weiteren Modifizierungen abgebildet.



**Bild 3:** Dämpfungsverlustfaktor DLF für Verrippte Platte (Grundplatte und Modifizierungen)

Wie erwartet, erhöht sich die Dämpfung mit zunehmender Versteifung, wobei sie für die isotrope Grundplatte am geringsten ist. Die Querversteifungen haben vor allem im mittleren Frequenzbereich einen höheren Einfluss auf die Dämpfung als die Längsversteifungen.

## 2.3 Hochflurbereich des Regionalzuges

Nachdem der Anwendungsfall des Hochflurbereiches [1] definiert wurde, sind konstruktive und praxisrelevante Änderungen vor allem in der Verkopplung der Sperrholz-Verbundplatten untereinander und der Auflage der Platten auf den Stahlträgern diskutiert worden. Die Validierung der HF-BEM-Berechnungen hat sich als sehr gut herausgestellt, sobald die Sylomerstreifen in Messung und Rechnung entfernt waren. Eine unzureichende Kenntnis der physikalischen Parameter dieser Elastomere sorgt für Probleme bei der Beschaffung der Eingangsdaten für HF-BEM und SEA. Aus diesen Gründen ist es im Rahmen der Modifikationen der Zugstruktur nur möglich gewesen, die zusätzliche Körperschall-Dämmung, die die Sylomerschicht verursacht, durch eine verringerte Leistungseinspeisung in die Sperrholz-Verbundplatten zu berücksichtigen. Da die Modellbildung bei der HF-BEM und im Vergleich dazu auch bei der SEA im zweidimensionalen Fall ausgeführt wird,

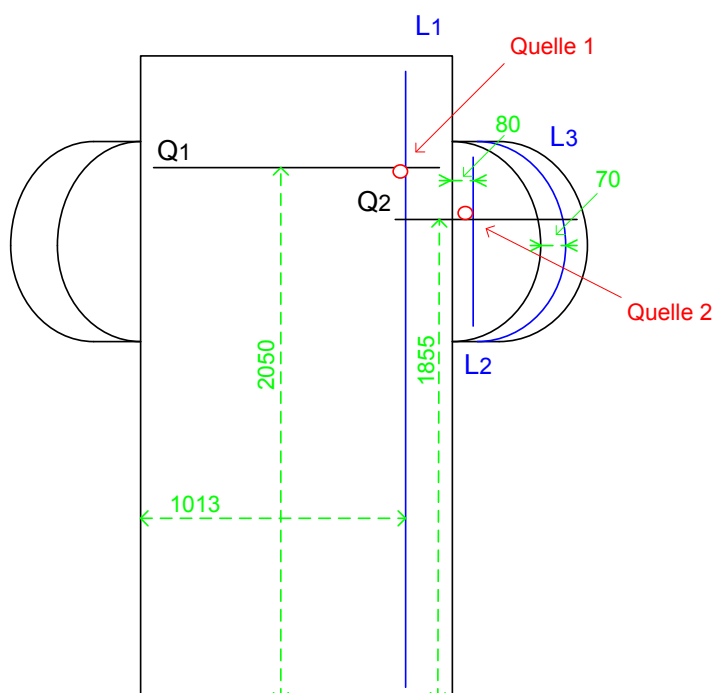
ist es zum Zeitpunkt der Bearbeitung nicht möglich, aber auch nicht nötig gewesen, die Stahlträger physikalisch exakt nachzubilden. Seine frequenzabhängigen Eigenmoden dienten jedoch als wichtige Eingangsgröße für die Aufteilung der Leistungseinspeisung in die einzelnen Sperrholz-Verbundplatten [2].

Ein weiterer möglicher Modifikationsschritt, die Variation der Verkopplung der Sperrholz-Verbundplatten untereinander und damit der Transmissionsgrade zwischen den Platten, hat sich als nicht ausreichend für die Berechnung dargestellt. Während in den Messungen geringe Änderungen auftreten könnten, ist es bei der Berechnung schwierig, die veränderten Transmissionsgrade quantitativ zu erfassen, da selbst im Falle ohne Modifikationen keine numerische Routine für die Berechnung der Transmissionsgrade existiert und deren Größe lediglich abgeschätzt werden konnte. Mehrere Simulationen an Parameterstudien der unveränderten Strukturen haben jedoch wiederholt gezeigt, dass der Orts- und auch der Amplituden-Einfluss der Leistungseinspeisung von wesentlich größerem Einfluss auf die Frequency Response Function sind, als das die Transmissionsgrade in ihrem erwarteten Toleranzbereich vermögen. Außerdem ist bei dieser Struktur, wie auch bei den zwei vorhergehenden Strukturen, der Dämpfungsverlustfaktor (DLF) von erheblichem Einfluss, so dass prognostizierte Änderungen der Verkopplungsvarianten bei der Simulation wohl eher im Bereich der Messunsicherheiten der DLF als in der realen Veränderung der Kopplung zu suchen sind.

Die schwierige Berücksichtigung praxisrelevanter Veränderungen der Zugstruktur in den Simulationen legten eine Beschränkung auf die Untersuchung der Auflage der Platten auf die Stahlträger nah. Dabei sind Messungen mit vorhandener Sylomerschicht zwischen Sperrholz-Verbundplatten und Stahlträgern durchgeführt. Die Berechnungen erfolgten auf der Basis der verminderten Leistungseinspeisung wie bereits erwähnt.

### 3 Mess- und Berechnungsergebnisse der modifizierten Referenzstrukturen

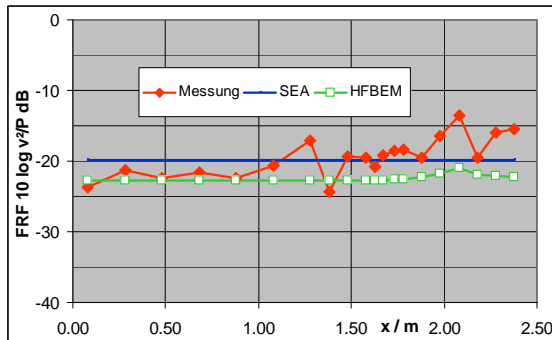
#### 3.1 Bodenblech mit Radhäusern



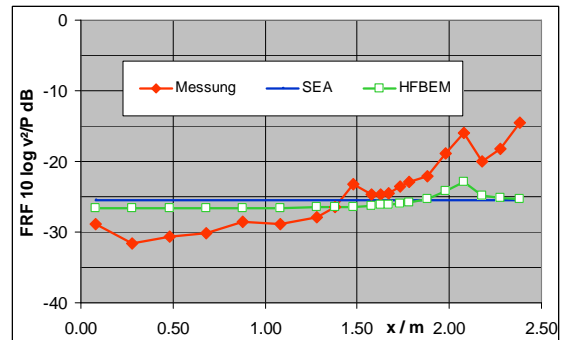
Die Berechnung erfolgte wahlweise mit und ohne Randdämpfungsbelag. Für die Messung wurden mehrere Pfade definiert, die in Bild 4 ersichtlich sind. Für die Pfade Q1, Q2 und L1 erfolgte die Anregung mittels elektrodynamischen Schwingerreger bei „Quelle 1“. Die Pfade L2 und L3 wurden mit einer Anregung bei „Quelle 2“ durchgeführt.

**Bild 4:** Mess- und Simulationspfade am Bodenblech mit Radhäusern

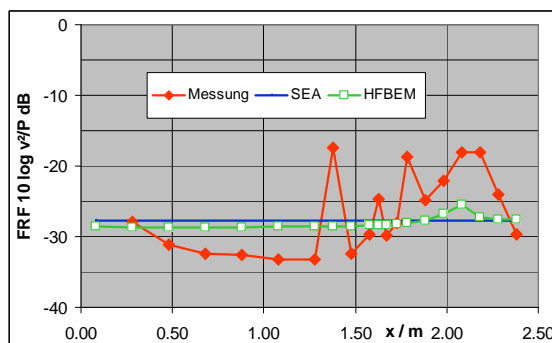
Als Beispiel für die Modifikationen wurden Simulationen und Messungen am ersten Messpfad L1 ausgeführt. Dabei wird in den Bildern 5-8 sichtbar, dass die Randdämpfung nur dann einen nennenswerten Einfluss auf die berechneten Strukturschnellen des Bodenblechs längs des Randes erwirkt, wenn sich die Dämpfungsverlustfaktoren wesentlich unterscheiden ( $f=1\text{kHz}$ , Bild 1). Bei  $1\text{kHz}$  ist im Vergleich zum ungedämpften Fall (Bild 5) in der randbedämpften Variante (Bild 6) eine Minderung der Schnellen in HFEM, SEA und Messung um rund  $5\text{ dB}$  erfolgt. Die HFEM-Berechnung des L1-Pfades der bedämpften Platte erreicht jedoch nur eine leichte Annäherung an den Pegelverlauf der Messkurve.



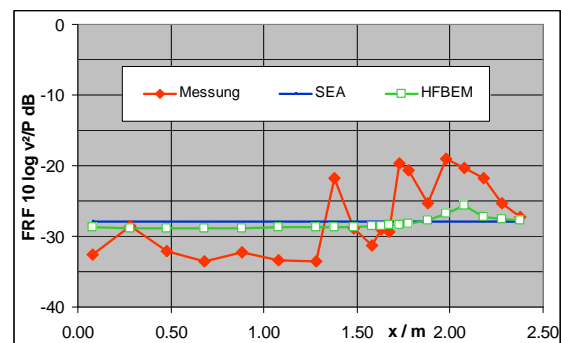
**Bild 5:** Pfad L1,  $f=1\text{kHz}$ , ohne Randdämpfung



**Bild 6:** Pfad L1,  $f=1\text{kHz}$ , mit Randdämpfung



**Bild 7:** Pfad L1,  $f=4\text{kHz}$ , ohne Randdämpfung



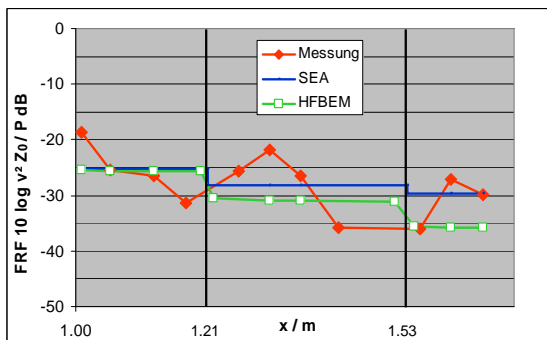
**Bild 8:** Pfad L1,  $f=4\text{kHz}$ , mit Randdämpfung

Dennoch ist in den obigen Beispielen die HFEM der SEA mindestens ebenbürtig. Im Bild 5 ist ersichtlich, dass die HFEM bei niedrigen Frequenzen und niedriger Dämpfung schlechter konvergiert als bei höheren Frequenzen und höherer Dämpfung.

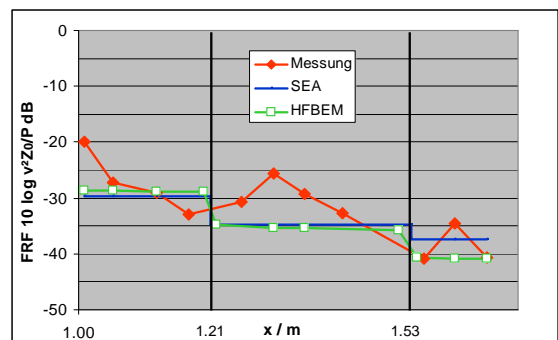
Als nächstes wurde der Messpfad Q1 untersucht. Messungen und Berechnungen ergaben, dass die Erhöhung der Randdämpfung wiederum nur dann einen Einfluss auf die Ergebnisse haben, wenn sich die Dämpfungsverlustfaktoren der Fälle mit / ohne Randdämpfung wesentlich unterscheiden. Da die Frequency Response Functions (FRF's) des Pfades Q1 keinen wesentlichen Pegelabfall längs der berechneten und gemessenen Pfade ergibt, wird hier auf eine detaillierte Darstellung aller Messergebnisse verzichtet. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass der durch die zusätzliche Randdämpfung erhöhte Dämpfungsverlustfaktor DLF nicht nur für geringere FRF's als im ungedämpften Zustand sorgt, sondern auch die Schnellen in Randnähe mehr dämpft als in der Mitte des Pfades Q1. Darin wird unter anderem messtechnisch sichtbar, dass die Plattendämpfung im randbedämpften Zustand nicht mehr linear verteilt ist.

Ein weiterer Querschnitt wurde definiert, um die Transmission der Körperschallschnellen über verschiedene Gebietsgrenzen zu untersuchen. Der Pfad Q2 beginnt in der Nähe des rechten Randes des Bodenblechs, überschreitet die physikalisch vorhandene Grenze zur Seitenfläche des Radhauses und endet, nachdem er die (fiktive) Grenze zur Mantelfläche des Radhauses überschritten hat. Wie in Bild 4 ersichtlich wird, ist die Berechnung im 2-dimensionalen erfolgt, so dass beide Radhäuser aus jeweils 2 Flächen zusammengesetzt wurden: Einer Seitenfläche und einer Mantelfläche. Die Transmissionsgrade vom Bodenblech auf die Seitenfläche des Radhauses wurde unter Berücksichtigung einer „Punkt-Linien-Verbindung“ vorgenommen, wobei die konstruktiven Parameter wie Schraubenabstand und -durchmesser Verwendung fanden.

Bei der Körperschallübertragung zwischen der Seitenfläche des Radhauses und der Mantelfläche wurde ein Transmissionsgrad für 2 halbunendliche Platten, die über eine Linie miteinander verbunden sind, benutzt. Sowohl bei der HFBEM-Berechnung, als auch bei SEA-Berechnung und Messung wird ersichtlich, dass die Transmissionsverluste längs des Pfades Q2 von der Quelle bis zur Mantelfläche des Radhauses die Dämpfungsverluste aller Systeme dominieren.



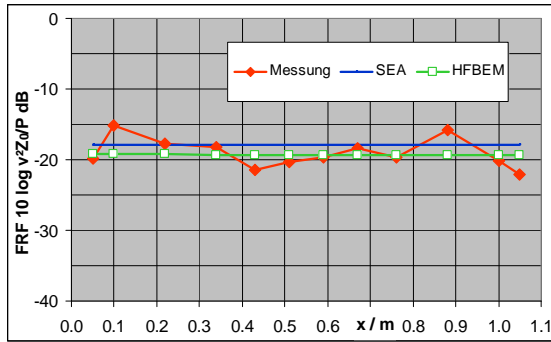
**Bild 9:** Pfad Q2,  $f=2\text{kHz}$ , ohne Randdämpfung



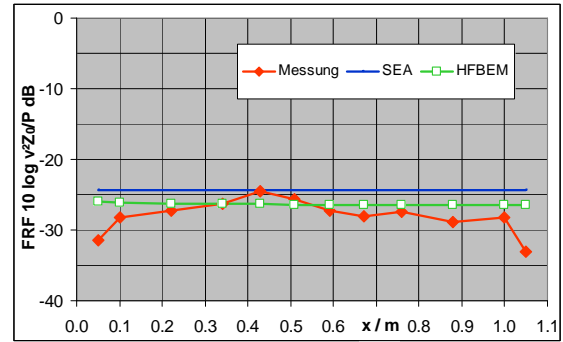
**Bild 10:** Pfad Q2,  $f=2\text{kHz}$ , mit Randdämpfung

Die Bilder 9 und 10 zeigen, dass bei erhöhter Randdämpfung sich alle in Form der FRF berechneten und gemessenen Schallschnellen verringern. Trotzdem reicht die Randdämpfung dieses Beispiels noch nicht für einen qualitativ höheren Pegelabfall der HFBEM aus. Im Vergleich zur Berechnung wird in beiden Bildern deutlich, dass die Messungen vor allem auf der Seiten- und Mantelfläche des Radhauses stark ausgeprägte Moden aufweisen, die bei der 2-dimensionalen Berechnung mit HFBEM oder SEA nicht gefunden werden können.

Ein letztes Beispiel stellt die Ergebnisse für den Längspfad L3 auf der Mantelfläche des Radhauses dar. Die Anregung erfolgte mit Quelle 2 auf der Seitenfläche des Radhauses. Man erkennt, dass trotz der einfachen Modellierung des Radhauses die Berechnungen der HFBEM mit den Messungen gut übereinstimmt (Bilder 11 und 12). Parallel dazu wird deutlich, dass die HFBEM den Messungen etwas näher liegt als die SEA. Die Messungen am randbedämpften Radhaus verdeutlichen in Bild 12, dass im Vergleich zum unbedämpften Zustand (Bild 11) die Ränder einen überproportional stärkeren Pegelabfall aufweisen als die FRF's in Plattenmitte.



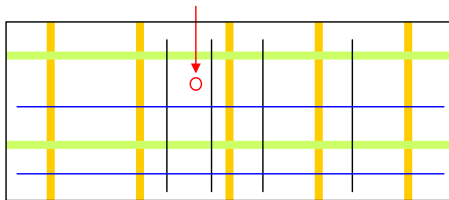
**Bild 11:** Pfad L3,  $f=1\text{kHz}$ , ohne Randdämpfung



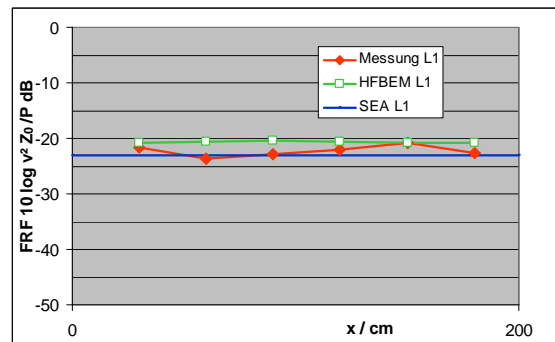
**Bild 12:** Pfad L3,  $f=1\text{kHz}$ , mit Randdämpfung

### 3.2 Verrippte Platte

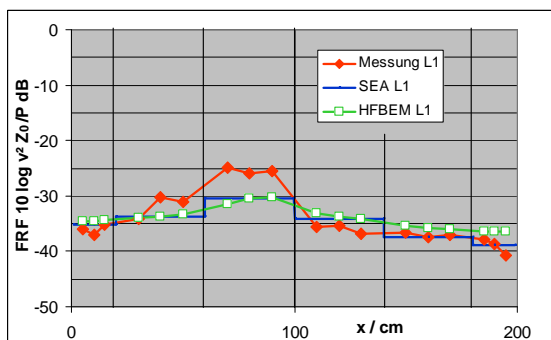
Die Anordnung der Versteifungen der Verrippten Platte und die Wahl der Messpfade ist in Bild 13 abgebildet. Während der Untersuchungen wurde besonders Wert gelegt, den Einfluss der Versteifungen auf die Körperschalltransmission der Platte zu erforschen. Die hier vorgestellten Ergebnisse beschränken sich auf die Darstellung des Messpfades L1. Dazu erfolgten drei verschiedene Variationen der Platte: 1) Aluminiumplatte ohne Versteifungen, 2) Aluminiumplatte mit Querversteifungen und 3) Aluminiumplatte mit Quer- und Längsversteifungen.



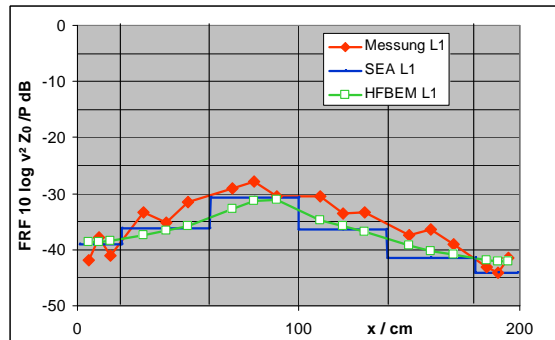
**Bild 13:** Mess- und Simulationspfade der verrippten Platte



**Bild 14:** Pfad L1, unversteifte Platte,  $f=4\text{kHz}$



**Bild 15:** Pfad L1, querversteifte Platte,  $f=4\text{kHz}$



**Bild 16:** Pfad L1, kreuzversteifte Platte,  $f=4\text{kHz}$

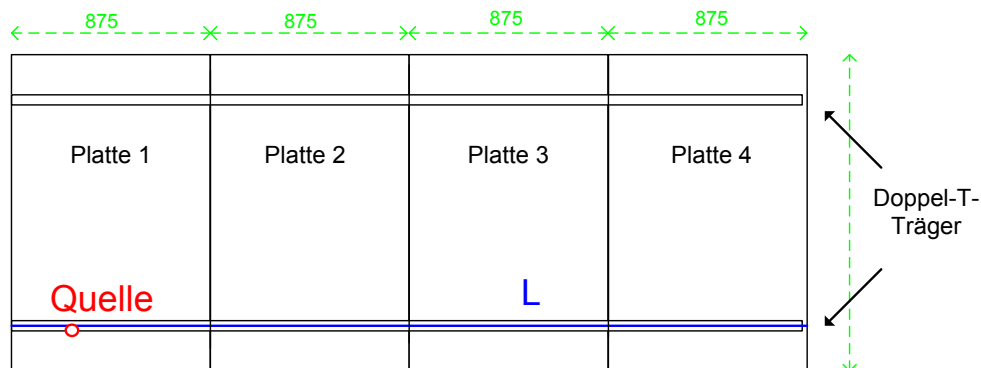
Im Vergleich der Bilder 14-16 ist ersichtlich, dass mit der Zunahme von Versteifungen (Bild 14  $\rightarrow$  Bild 15; Bild 15  $\rightarrow$  Bild 16) die Körperschallschnellen der Platte gedämpft werden und damit geringere Frequency Response Functions (FRF'S) auftreten. Während in Bild 14 die isotrope Platte dominiert und alle Mess-

und Berechnungswerte im diffusen Schallfeld liegen, ergibt Bild 15 erstmals einen messbaren Pegelabfall. Dieser wird von der HFBEEM qualitativ richtig vorausberechnet, während die SEA „nur“ Mittelwerte für die einzelnen Systeme zwischen den Versteifungen liefert. Wenn Längs- und Querversteifungen auf die Aluminiumplatte aufgeschraubt sind, wird die Dämpfung der FRF's längs des Messpfades L1 noch größer (Bild 16) und es wird deutlich, dass in diesem Falle die HFBEEM wesentlich detailliertere Ergebnisse liefern kann als die SEA. Die Vorhersage praxisrelevanter Veränderungen mit der HFBEEM ist speziell an der Struktur der kreuzversteiften Aluminiumplatte sehr gut möglich, da die durch die Versteifungen zusätzlich vorhandene Dämpfung im Rechenmodell der HFBEEM einen charakteristischen Pegelabfall prognostizieren kann, wie es im Beispiel des Fahrzeugbodenblechs mit Radhäusern durch geringe Dämpfung nur bedingt möglich gewesen ist.

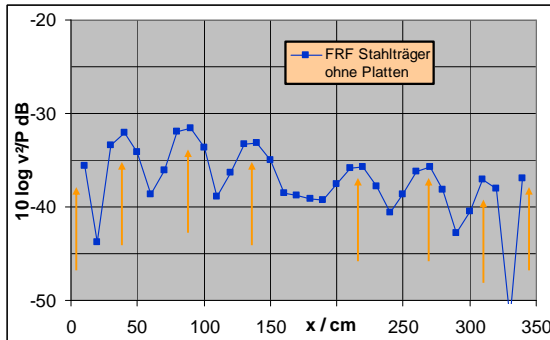
### 3.3 Hochflurbereich des Regionalzuges

Ausgangspunkt für die Berechnung der Eingangsleistung in die Platten 1 - 4 der Regionalzugstruktur sind die Maxima der Eigenmoden des angeregten Stahlträgers (Doppel-T-Träger). Diese wurden mit auf dem Stahlträger verteilten Beschleunigungsaufnehmern gemessen, nachdem der Träger mit einem elektrodynamischen Schwingerreger zu Biegeschwingungen angeregt wurde.

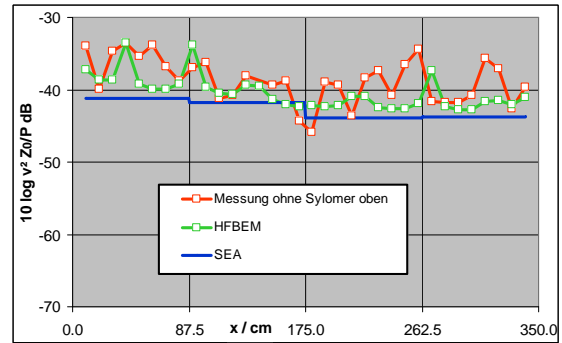
Wie in Bild 17 zu erkennen ist, liegt der für die Untersuchungen verwendete Messpfad L auf den Sperrholzverbundplatten direkt über dem ersten Stahlträger. In Bild 18 sind für die Terzfrequenz  $f=1\text{kHz}$  die Eigenmoden des Stahlträgers dargestellt. Die acht Pfeile kennzeichnen die Positionen der für die Rechnung verwendeten Quellen. Ihre Amplituden wurden am Maximum (3. Quelle v.l.) ausgerichtet.



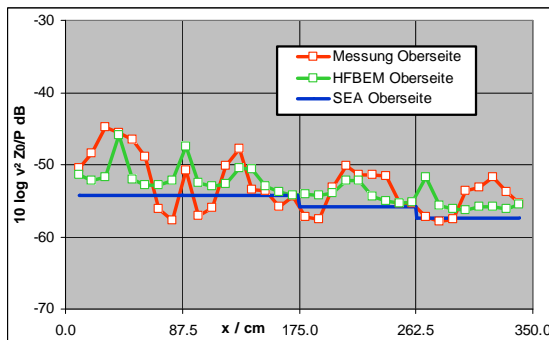
**Bild 17:** Mess- und Simulationspfad des Hochflurbereiches (Sicht von oben)



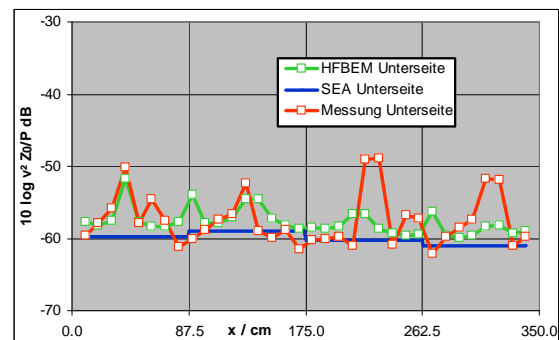
**Bild 18:** Eigenmoden des Stahlträgers,  $f=1\text{kHz}$



**Bild 19:** Pfad L, Hochflurbereich,  $f=1\text{kHz}$  ohne Sylomerstreifen



**Bild 20:** Pfad L, Hochflurbereich,  $f=1\text{kHz}$  mit Sylomerstreifen, Plattenoberseite



**Bild 21:** Pfad L, Hochflurbereich,  $f=1\text{kHz}$  mit Sylomerstreifen, Plattenunterseite

Aus Bild 19 ist offensichtlich, dass – ohne Betrachtung der Sylomerstreifen – die Berechnung mit der HFBE M näher an den Messwerten liegt als die SEA. Außerdem prognostiziert die HFBE M mehrere FRF-Maxima, die aus der Nähe des jeweils berechneten Punktes zu einer der acht Teilquellen herrührt. Im Vergleich dazu berechnet die SEA jeweils für die zwei linken und die zwei rechten Platten eine ähnliche FRF, da die Platten 1 und 2, sowie die Platten 3 und 4 ähnliche Eingangsleistungen erhalten.

Als konstruktive Veränderung für den Hochflurbereich des Regionalzuges wurden Sylomerstreifen zwischen die Stahlträger und die Sperrholzverbundplatten gelegt. Da diese zusätzliche Dämmung im Berechnungsmodell der HFBE M und der SEA wie bereits erwähnt nicht vollständig berücksichtigt werden kann, wurden die Sylomerstreifen in Form einer verminderten Leistungseinspeisung in die Sperrholzverbundplatten einbezogen. Dazu erfolgte die Subtraktion der gemessenen Frequency Response Functions (FRF'S) *mit Sylomer* von den gemessenen FRF's *ohne Sylomer*. Die aus der Subtraktion erhaltene ortsabhängige Pegeldifferenz wurde von der Eingangsleistung der acht Quellen abgezogen, die ohne Sylomerstreifen gemessen wurde. Somit erhält man eine verminderte Eingangsleistung, die für die Berechnung des „mit Sylomer“-Falles verwendet worden ist. Die Bilder 20 und 21 zeigen dafür die Ergebnisse. Der Unterschied der beiden Fälle besteht darin, dass die verminderte Leistungseinspeisung einmal aus der gemessenen FRF-Differenz der Plattenoberseiten und andererseits aus der FRF-Differenz der Plattenunterseiten bestimmt wurde.

Für beide Varianten stimmt die HFBE M gut mit der jeweiligen Messung überein, während die SEA hingegen geringfügig niedrigere Werte prognostiziert. Dieser Effekt war nicht unbedingt zu erwarten, da sowohl für die HFBE M als auch für die SEA die gleichen Eingangsdaten für die verminderte Leistungseinspeisung verwendet



wurden. Die Vorhersage der praxisrelevanten Veränderung gelingt der HFBEEM etwas besser als der SEA. Da für die Berechnung der veränderten Struktur jedoch keine Materialdaten von Sylomer verwendet werden konnten, kann die bessere HFBEEM-Vorhersage nicht ohne Vorbehalt allgemeingültig sein. Der Einfluss der viskoelastischen Mittelschicht auf die Sperrholzverbundplatten und damit auf die HFBEEM-Berechnungen sollte außerdem genauer untersucht werden, da bei der HFBEEM- und SEA-Berechnung nur isotrope Modelle verwendet worden sind.

## 4 Zusammenfassung

An allen drei Referenzstrukturen sind praxisrelevante Änderungen erfolgt. Den größten Einfluss auf die HFBEEM-Berechnungen haben dabei die verschiedenen Versteifungen der Aluminiumplatte im zweiten Beispiel ergeben. Hier zeigt sich deutlich der höhere Informationsgehalt der HFBEEM gegenüber der SEA.

Die zusätzliche Randdämpfung des Bodenbleches der ersten Struktur verringert zwar den Schallschnellepegel des Bodenblechs und der Radhäuser um mehrere dB, doch hier kann die HFBEEM aufgrund vergleichsweise geringer Dämpfung ihre Vorteile gegenüber der SEA noch nicht voll entfalten.

Ohne Betrachtung der Sylomerstreifen ergab die HFBEEM-Berechnung der Sperrholzverbundplatten der dritten Struktur sehr gute Ergebnisse. Wenn die Sylomerstreifen im Rahmen der praxisrelevanten Änderung mit betrachtet werden, liegt die SEA einige dB über den Messergebnissen. Trotz vereinfachtem Modell bei der Betrachtung der Sylomerstreifen stimmt die HFBEEM sehr gut mit den gemessenen Frequency Response Functions überein.

## 5 Literatur

- [1] KNÖFEL, B.: *Definition typischer Anwendungsfälle*. Bericht Akustische Simulationsverfahren, Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, Teilaufgabe 1, November 2003
- [2] KNÖFEL, B.: *Berechnungsverfahren für mittel- und hochfrequenten Körperschall zum Einsatz in der Lärminderung bei Fahrzeugkonstruktionen*. Abschlussbericht Arbeitspaket 1340 Körperschall-Energieflussverfahren, April 2005.



## Anlagen zum Schlussbericht

### **„Akustische Simulationsverfahren AKUSIM“**

#### Publikationen:

Vorträge zur 31. Deutschen Jahrestagung für Akustik, 14.-17. März 2005, TU München, Vortragsband "Fortschritte der Akustik", CD

- BAUER, M.: Berechnung des Umströmungsgeräusches vorwärtsgeneigter Stufen mit Hilfe eines synthetischen turbulenten Geschwindigkeitsfeldes. Vortrag zur DAGA 2005 München
- WILDE, A.: Strömungsakustische Simulationen mit dem Lattice-Boltzmann-Verfahren. Vortrag zur DAGA 2005 München
- ACHILLES, S., ZEIBIG, A., WILDE, A.: Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur. Vortrag zur DAGA 2005 München
- KÖLTZSCH, P., BAUER, M., WITING, A., ZEIBIG, A., KETTLITZ, M. W.: Elektroakustische Multipolmodellierungen in der Strömungsakustik am Beispiel des Hinterkantenlärms. Vortrag zur DAGA 2005 München
- BASEL, B., KOLB, A., GRÜNEWALD, M.: Akustische Windkanalmessungen an generischen Geometrien. Vortrag zur DAGA 2005 München
- SABANCA, M., DELFS, J.: Numerische Untersuchung des Eigenschwingungsverhaltens von generischen Profilen. (Numerical Investigation of Self-Excited Oscillations of a Generic Profile with CAA). Vortrag zur DAGA 2005 München
- KNÖFEL, B., DIETRICH-RADT, Th., SARRADJ, E.: Ein alternatives Berechnungsverfahren für die Körperschallausbreitung in Fahrzeugstrukturen. Vortrag zur DAGA 2005 München
- GIESLER, J., KNÖFEL, B.: Modellbildung und Sensitivitätsanalyse des Schwingungsverhaltens einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen. Vortrag zur DAGA 2005 München
- DIETRICH-RADT, T., KNÖFEL, B., KETTLITZ, M.W.: Vibroakustische Messungen an generischen Fahrzeugstrukturen. Vortrag zur DAGA 2005 München

Vorträge zum International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal (angemeldet und akzeptiert):

- ZEIBIG, A., ACHILLES, S., WILDE, A., SABANCA, M., DELFS, J.: Aeroacoustic measurements and validations of numerical simulations for the case of a generic vehicle structure. Proceedings of the 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal
- ZEIBIG, A., SCHULZE, C., SARRADJ, E.: Microphone array measurements for aeroacoustic applications. Proceedings of the 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal
- KNÖFEL, B., SARRADJ, E.: High frequency vibrations: An alternative method to compute structure-borne sound transmission. Proceedings of the 12<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, July 11<sup>th</sup> -14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal

#### Zeitschriften:

- WILDE, A.: Calculation of sound generation and radiation from instationary flows. ICMMES 2004, zur Veröffentlichung akzeptiert in Computers & Fluids

# Berechnung des Umströmungsgeräusches vorwärtsgeneigter Stufen mit Hilfe eines synthetischen turbulenten Geschwindigkeitsfeldes

Marcus Bauer

*Institut für Akustik und Sprachkommunikation, Technische Universität Dresden, 01062 Dresden*

*Gegenwärtiger Arbeitsort: DLR\*, Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, Lilienthalplatz 7, 38108 Braunschweig*

*Email: marcus.bauer@dlr.de*

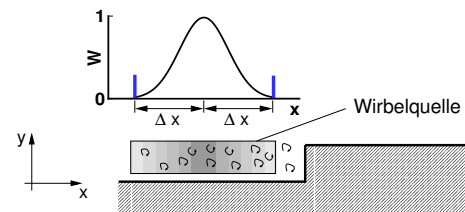
## Einleitung

Umströmungsgeräusche belasten beim Hochgeschwindigkeitsverkehr (Schiene, Straße, Luft) sowohl die Bevölkerung als auch die Reisenden erheblich. Für den Entwurf lärmarmen Verkehrsmittel benötigt man deswegen Werkzeuge, die bereits am Computer eine akustische Optimierung entsprechender Fahrzeugkomponenten ermöglichen. Die erforderliche Rechenzeit dieser Programme kann dabei erheblich reduziert werden, wenn man die Turbulenz als Schallquelle künstlich modelliert. Im Hinblick auf Umströmungsgeräusche wurde ein derartiges synthetisches, turbulentes Geschwindigkeitsfeld bisher zur Berechnung von breitbandigem Hinterkantenlärm verwendet [1, 2]. Die aktuellen Untersuchungen zielen darauf ab, damit auch die Schallerzeugung an einer vorwärtsgeneigten Stufe (siehe z.B. Fensterdichtungen) vorherzusagen.

## Rechenverfahren

Beim verwendeten Verfahren [1] werden die Feldgrößen in einen zeitgemittelten und einen Schwankungsanteil, der sowohl turbulente als auch akustische Fluktuationen enthält, aufgespalten. Im ersten Schritt berechnet der CFD<sup>1</sup> Code FLOWer des DLR die viskose zeitgemittelte Strömung als Lösung der RANS<sup>2</sup> Gleichungen. Die Schallerzeugung und -ausbreitung wird im zweiten Schritt als Lösung einer modifizierten Form der LEE<sup>3</sup>, die durch einen Quellterm angeregt werden, simuliert. Der Quellterm (Wirbelquelle) wird aus einem synthetischen turbulenten Geschwindigkeitsfeld  $\mathbf{v}_{st}$  [3] berechnet, welches durch eine Summe von Fouriermoden gegeben ist. Er soll keinen Schall direkt anregen, sondern vielmehr turbulente Schwankungen leise in die LEE einbringen. Zur eigentlichen Schallerzeugung kommt es erst, wenn die eingebrachte Turbulenz die Stufe überströmt.

Wie in den Abb. 1 und 2 zu sehen ist wird die Wirbelquelle, d.h.  $\mathbf{v}_{st}$ , zur Verminderung der Rechenzeit nur in einem begrenzten Gebiet berechnet, und nicht überall, wo in Wirklichkeit Turbulenz vorhanden ist. Durch das plötzliche Ein- und Ausschalten der Quelle an ihrem Ein-/Ausströmrand wird jedoch unerwünschter Schall (Störschall) generiert, da die Entstehung bzw. das Verschwinden von Wirbeln Lärm erzeugt.



**Abbildung 1:** Störschallvermeidung durch eine Gewichtsfunktion  $W$ .

Dieser Störschall kann beispielsweise mit einer Gewichtsfunktion  $W$ ,  $0 < W < 1$ , reduziert werden [1, 2], siehe Abb. 1. Diese Funktion blendet die Wirbelquelle in der Konvektionsrichtung von  $\mathbf{v}_{st}$  (hier:  $x$ -Richtung) sanft ein und wieder aus. Sie ist einfach anwendbar, führt allerdings zu einer langgezogenen Quelle und zudem ist die Verringerung des Störschalles in bestimmten Frequenzbereichen unzureichend, siehe unten.

Eine andere Möglichkeit der Störschallreduktion folgt aus einem Ansatz, mit dessen Hilfe ein zusätzlicher Quellterm für die erweiterte Lighthill-Analogie nach Curle zur Auslöschung des Störschalles im Fernfeld abgeleitet wurde [4]. Dieser Ansatz wurde auf den Fall „LEE + Quellterm“ übertragen, wobei sich hier als Zusatzquelle im wesentlichen das Produkt aus  $\partial W/\partial x$  und dem Zeitintegral über die ursprüngliche Quelle ergibt. Die Abmessung  $\Delta x$  aus Abb. 1 muss nun lediglich noch so groß gewählt werden, dass  $\partial W/\partial x$  numerisch ausreichend genau wiedergegeben wird. Somit führt die Berechnung der Zusatzquelle mit dem verwendeten  $\mathbf{v}_{st}$  zu keiner Erhöhung der Rechenzeit. Nachteilig ist jedoch ein zusätzliches hydrodynamisches Nahfeld, welches durch die Korrekturquelle induziert wird.

## Ergebnisse

Die folgenden Abbildungen stammen von zweidimensionalen Berechnungen an einer abgerundeten Stufe mit dem Krümmungsradius  $r_s = h/2$ , Stufenhöhe  $h = 12$  mm, die mit einer Geschwindigkeit von 50 m/s angeströmt wurde.

Abb. 2 zeigt eine Momentaufnahme des Schwankungsdruckes  $p'$  aus der CAA-Rechnung. Die Wirbelquelle befindet sich vor der Stufe, ihre große Ausdehnung in  $x$ -Richtung kommt dadurch zustande, dass hier der

\*Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.

<sup>1</sup>Computational Fluid Dynamics

<sup>2</sup>Reynolds Averaged Navier Stokes

<sup>3</sup>Linearized Euler Equations

Störschall nur durch eine Gewichtsfunktion  $W$  vermieden wurde. Man erkennt, dass im Bereich der Wirbelquelle

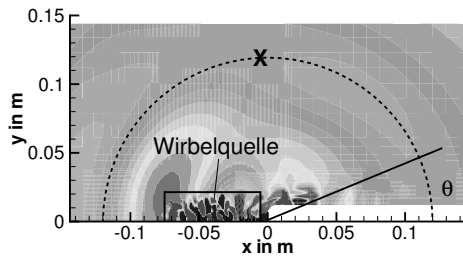


Abbildung 2: Momentaufnahme von  $p'$ .

kleinskalige hydrodynamische Schwankungen großer Amplitude angeregt und über die Stufe konvektiert werden und dabei langwelligen Schall erzeugen.

In Abb. 3 sind Schalldruck-Spektren zu sehen, die am Punkt  $X$ , siehe Abb. 2, ausgewertet wurden. Störschall wurde einerseits nur durch eine Gewichtsfunktion  $W$ , andererseits durch zusätzliche Quellen vermieden, wobei die Ausdehnung des Quellgebietes in  $x$ -Richtung auf etwa ein Viertel reduziert wurde. Ein Vergleich von Spektren be-

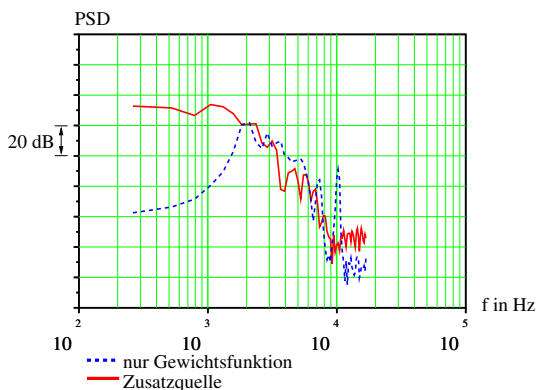


Abbildung 3: Spektren von  $p'$  am Punkt  $X$  für beide vorgestellten Mechanismen zur Störschallreduktion.

vor die turbulenten Fluktuationen von der Quelle die Stufe erreicht hatten (Störschall) und nachdem die Schallproduktion an der Stufe eingesetzt hatte (Störschall und Nutzschaall) ergab, dass die Simulation bei Verwendung der Zusatzquelle etwa im Bereich von 0 - 8 kHz auswertbar ist, während der auswertbare Frequenzbereich ohne die Kompensationsquelle trotz des größeren  $\Delta x$  nur von 2 - 5 kHz reicht. In diesen Bereichen übertrifft das Spektrum mit Nutzschaall von der Stufe das Störspektrum um mehr als 6 dB. Im Bereich von 2 - 5 kHz sind sich die beiden Spektren aus Abb. 3 ähnlich. Der starke Abfall mit steigender Frequenz (etwa 50 dB zwischen 1 kHz und 5 kHz im Spektrum mit Zusatzquelle) kommt vermutlich dadurch zustande, dass die CAA-Rechnung zweidimensional, reibungsfrei und linear (LEE) durchgeführt wurde. Dadurch werden die Wirbelstrukturen auf ihrem Weg von der Quelle zur Stufe durch das Grenzschichtprofil immer mehr gestreckt, ohne allerdings in kleinere Wirbel, welche hochfrequenten Lärm an der Stufe generieren

würden, zu zerfallen.

Abb. 4 zeigt Richtcharakteristiken  $\Gamma(\theta) = \tilde{p}(\theta)/\tilde{p}(\theta)_{\max}$  des Schwankungsdruck-Effektivwertes  $\tilde{p}$ . Die Druck-Zeit-Signale wurden auf einem Kreis mit Radius  $R = 10h$  um den Koordinatenursprung aufgezeichnet, siehe Abb. 2. Man erkennt deutlich, dass die Form der über alle Fre-

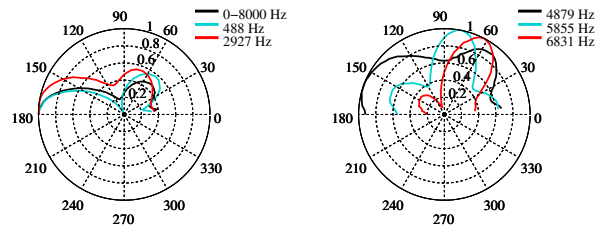


Abbildung 4: Richtcharakteristiken  $\Gamma(\theta)$  für unterschiedliche Frequenzen.

quenzen berechneten Richtcharakteristik durch die tiefen Frequenzen bestimmt wird, und dass  $\Gamma(\theta)$  bei hohen Frequenzen deutlich andere Formen aufweist.

## Schlussfolgerungen

Das Störschallproblem konnte durch Korrekturquellterme ohne eine Erhöhung der Rechenzeit erheblich entschärft werden; ein Fehler des Verfahrens ist jedoch noch in der übermäßigen Wirbelstreckung zu vermuten. Trotz der Erfolge sollte man nach einer Alternative zu der verwendeten Korrekturquelle suchen, um das damit einhergehende, unerwünschte, hydrodynamische Nahfeld zu umgehen.

## Förderung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen FKZ 19 U 1074 A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## Literatur

- [1] Bauer, M., „Berechnung der Schallabstrahlung überströmter Hinterkanten“, Diplomarbeit, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, Technische Universität Dresden, 2002
- [2] Ewert, R., Bauer, M., „Towards the Prediction of Trailing Edge Noise via Stochastic Surface Sources“, AIAA-Paper 2004-2861, 2004
- [3] Kraichnan, R. H., „Diffusion by Random Velocity Fields“, The Physics of Fluids, Vol. 13, No. 1, pp. 22-31, 1970
- [4] Wang, M., Lele, S. K., Moin, P., „Computation of Quadrupole Noise Using Acoustic Analogy“ AIAA Journal, Vol. 34, No. 11, pp. 2247-2254, 1996

# Strömungsakustische Simulationen mit dem Lattice-Boltzmannverfahren

Andreas Wilde

Fraunhoferinstitut für Integrierte Schaltungen, Außenstelle Entwurfsautomatisierung,  
01069 Dresden, Deutschland, Email: [Andreas.Wilde@eas.iis.fraunhofer.de](mailto:Andreas.Wilde@eas.iis.fraunhofer.de)

## Einleitung

Das Lattice-Boltzmann-Verfahren ist ein relativ neuer Ansatz zur numerischen Simulation von Strömungen. Im Rahmen des Projektes "Akustische Simulationsverfahren" des Verbundes "Leiser Verkehr" wurden u.a. die Möglichkeiten untersucht, die das Lattice-Boltzmann-Verfahren im Zusammenhang mit strömungsakustischen Problemen bietet. Zu diesem Zweck wurden im Projekt drei Testfälle definiert, die sowohl experimentell als auch durch verschiedene Projektpartner numerisch untersucht wurden. Diese Testfälle waren 1. ein überströmter Helmholtzresonator, 2. ein Halbzylinder mit angesetztem Heckdreieck in verschiedenen Längen und schließlich 3. eine vorwärts überströmte, mit verschiedenen Radien abgerundete Stufe. In den Fällen 1. und 2. wurde jeweils ein tonales Schallsignal erwartet, im Fall 3. sollte breitbandiger Schall auftreten.

In dieser Arbeit wurden einerseits die Eigenschaften des Lattice-Boltzmann-Verfahrens in Bezug auf die Ausbreitung von Schallwellen theoretisch untersucht, andererseits wurden die drei o.g. Testfälle mit dem Verfahren simuliert, wobei hier nur die Ergebnisse zu den Fällen 1. und 2. vorgestellt werden.

## Schallausbreitung mit Lattice-Boltzmann-Verfahren

Das Lattice-Boltzmann-Verfahren basiert im Gegensatz zu den klassischen Verfahren der Computational Fluid Dynamics (CFD) nicht auf einer Diskretisierung der eine Strömung beschreibenden Navier-Stokes-Gleichungen, sondern auf der aus der statistischen Mechanik bekannten Boltzmann-Gleichung. Für diese Gleichung wird eine spezielle Diskretisierung mit finiten Differenzen eingeführt, was auf die Entwicklungsgleichung

$$f_i(\vec{x} + \Delta\vec{x}_i, t + \Delta t) - f_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\tau} (f_i^{eq}(\rho, \vec{v}) - f_i(\vec{x}, t)) \quad (1)$$

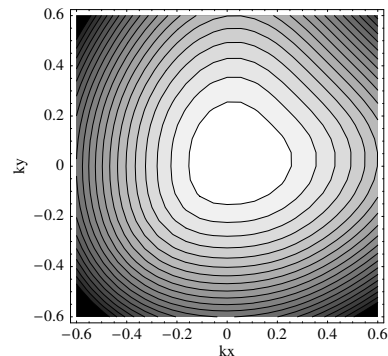
führt. Hier sind  $f_i$  die Teilchenströme, die sich während eines Zeitschrittes von einem Knoten eines äquidistanten, kartesischen Gitters zu einem anderen Knoten innerhalb einer definierten Nachbarschaft bewegen [1]. Der Kollisionsoperator auf der rechten Seite der Gl. (1) wurde hier durch die Lattice-Bathnagar-Gross-Krook (LBGK) Näherung genähert, was die Gültigkeit des Verfahrens auf kleine Mach-Zahlen einschränkt. Darin ist die Gleichgewichtsverteilung gegeben durch

$$f_i^{eq} = w_i \rho (1 + d(\Delta\vec{c}_i \cdot \vec{v}) + e(\Delta\vec{c}_i \cdot \vec{v})^2 + f(\vec{v} \cdot \vec{v}))$$

mit den makroskopischen Größen Geschwindigkeit  $\vec{v}$  und Dichte  $\rho$ :

$$\rho(\vec{x}, t) = \sum_i f_i(\vec{x}, t), \quad \vec{v}(\vec{x}, t) = \frac{1}{\rho} \sum_i f_i(\vec{x}, t) \Delta\vec{c}_i$$

Durch Linearisierung der Gleichgewichtsfunktion erhält man ein Verfahren, dessen Eigenschaften in Bezug auf Schallausbreitung im linearen Fall mit denen des Lattice-Boltzmann-Verfahrens identisch sind, und das mit der klassischen von-Neumann-Analyse untersucht werden kann. Aus den zu Schallwellen gehörigen Eigenwerten der sich ergebenden Operatormatrix, die numerisch mit Hilfe des Programmes Mathematica bestimmt wurden, kann die Dispersionsrelation des Verfahrens bestimmt werden. Abb. 1 zeigt die Abweichung der Phasengeschwindigkeit von Schallwellen vom Idealwert in Abhängigkeit von der Wellenzahl, bezogen auf die Gitterweite  $\Delta x$ , wobei bei

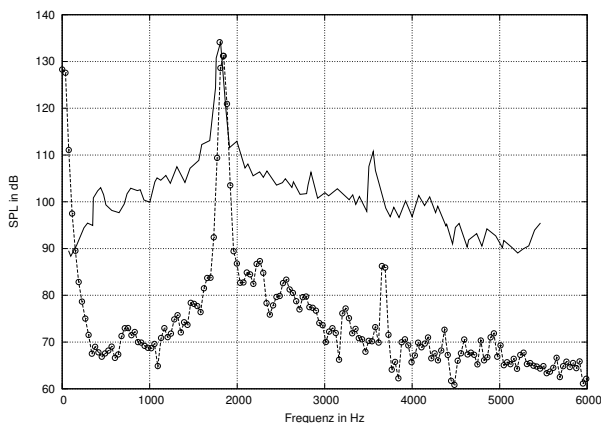


**Abbildung 1:** Abweichung der Phasengeschwindigkeit von Schallwellen vom Idealwert für ein 2D Lattice-Boltzmann-Verfahren in Abhängigkeit von der Wellenzahl gegeben in  $2\pi\Delta x/\lambda$ . Jede Isolinie entspricht einem Fehler von 0,1%.

dieser Rechnung eine Grundströmung mit  $M = 0.14$  angenommen wurde. Der Fehler der Phasengeschwindigkeit überschreitet bei einer Auflösung von unter 30 Punkten pro Wellenlänge 0,1%, bzw. 1% bei unter 10 Punkten pro Wellenlänge. Für einen 3D-Fall erhält man sehr ähnliche Werte. Die Dissipation von Schallwellen unterliegt bei dem LBGK-Verfahren einem systematischen Fehler. Die zweite Viskosität  $\mu_2$  ist nicht wie für ein ideales Gas erforderlich null sondern  $\mu_2 = 2/3\mu_1$  [2]. Dennoch ergibt sich damit eine sehr geringe Dissipation, so dass normalerweise Absorption beim Lattice-Boltzmann-Verfahren immer dann vernachlässigt werden kann, wenn dies für das modellierte physikalische Problem auch gilt.

## Ergebnisse der Testsimulationen

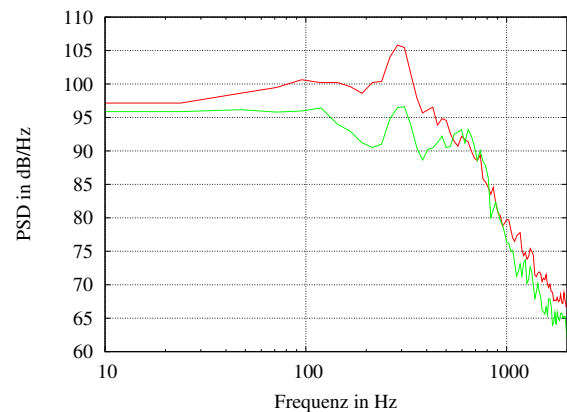
Der Testfall des überströmten Helmholtzresonators wurde bei den Computational Aero-Acoustics (CAA) Workshops on Benchmark Problems 1999 und leicht modifiziert 2003 bearbeitet [3]. In dieser Studie wurde der Fall einerseits als 3D-Fall mit dem kommerziell verfügbaren Strömungssimulationsprogramm PowerFLOW und andererseits mit einem selbst implementierten Standard D2Q9-LBGK-Verfahren bearbeitet. Dabei wurden die Druckschwankungen an einem bestimmten Punkt im Resonator gemessen. Abb. 2 zeigt die Ergebnisse der Simulation und einer Messung im Windkanal [3] für eine Grenzschichtdicke von 20 mm und eine Anströmgeschwindigkeit von 50 m/s. Sowohl im Windkanalexperiment als auch in der Simulation war ein tonales Geräusch mit einer Frequenz von 1800 Hz (Windkanal) bzw. 1840 Hz (Simulation) und einem Wechseldruckpegel von 134 dB re.  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa (Windkanal) bzw. 131 dB (Simulation) festzustellen. Das breitbandige Hintergrundgeräusch ist in der Simulation deutlich schwächer als im Experiment. Die Gründe hierfür sind vor allem, dass das Geschwindigkeitsprofil der Grenzschicht in der Simulation durch eine entsprechende Randbedingung erzwungen wurde, die keine instationären Schwankungen produzierte. Die Ergebnisse der für andere Grenzschichtdicken und Anströmgeschwindigkeiten bzw. mit dem D2Q9-Verfahren durchgeführten Simulationen zeigen gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Experimenten.



**Abbildung 2:** Spektrale Dichte der Druckschwankungen im überströmten Helmholtzresonator, simuliert mit PowerFLOW (gestrichelt) und im Windkanal gemessen (durchgezogen).

Der Testfall "Halbzylinder mit Heckdreikant" wurde ebenfalls mit PowerFLOW in drei Dimensionen simuliert. Dabei zeigte sich, dass die Strömung weit weniger ausgeprägt periodisch ist als ursprünglich angenommen. In den Spektren der Wanddruckschwankungen ist neben den breitbandigen Schwankungen bei 300 Hz eine schwach ausgeprägte tonale Komponente zu erkennen, die sich um ca. 5 dB vom Rauschen abhebt (siehe Abb. 3). Die Windkanalmessungen wurden in zwei Konfigurationen durchgeführt: Einerseits wurde die Strömung an der unmodifizierten Struktur gemessen, andererseits wurde die Strömung am Übergang vom Halbzylinder zum Heck-

dreikant künstlich turbulent gemacht. Die an der unmodifizierten Struktur gemessenen Wanddruckschwankungen stimmen recht gut mit den hier gezeigten Spektren überein [4]. Auch die übrigen Ergebnisse der Simulation weisen insgesamt eine gute Übereinstimmung mit den Windkanalmessungen auf. Leider kann das akustische Fernfeld derzeit nicht ausgewertet werden, weil die Druckschwankungen durch das Quantisierungsrauschen überlagert werden, dass durch die interne Darstellung der Teilchenströme mit 16-bit Zahlen in PowerFLOW bedingt ist. Dies wird sich jedoch in absehbarer Zeit ändern, da in PowerFLOW mit der nächsten Version (4.) eine Fließkommadarstellung der Teilchenströme integriert wird.



**Abbildung 3:** Spektrale Dichte der Wanddruckschwankungen an zwei Positionen auf dem Halbzylinder, simuliert mit PowerFLOW. Rot: In der Nähe der Hinterkante, Grün: zentrale Position.

## Danksagung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen FKZ 19 U 1074 A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## Literatur

- [1] WILDE, A.: *Application of the Lattice-Boltzmann method in flow acoustics*. In: *4th SWING Aeroacoustic Workshop, Aachen, Feb. 26-27, 2004*.
- [2] DELLAR, P.J.: *Bulk and shear viscosities in lattice Boltzmann equations*. *Physical Review E*, 64(3):031203, 2001.
- [3] HENDERSON, B.: *Automobile Noise Involving Feedback Sound Generation by Low Speed Cavity flows*. In: *Proceedings of the Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, Cleveland, Ohio November 8-10*, Seiten 95-100, 1999.
- [4] ACHILLES, S., A. ZEIBIG und A. WILDE: *Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur*. In: *DAGA 2005, München, 15.-17. Mar., 2005*.

# Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur

Stefan Achilles<sup>1</sup>, Andreas Zeibig<sup>1</sup>, Andreas Wilde<sup>2</sup>

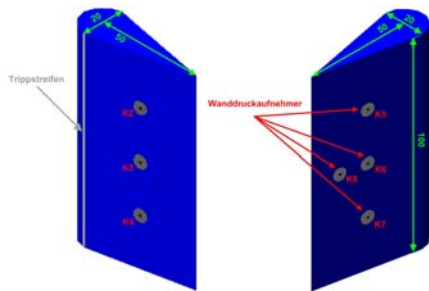
<sup>1</sup> TU - Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, D-01062 Dresden, Email: achilles.st@gmx.de

<sup>2</sup> Fraunhofer Gesellschaft, IIS, D-01069 Dresden, Email: Andreas.Wilde@eas.iis.fraunhofer.de

## Einleitung

Im Rahmen des Projekts AKUSIM (Akustische Simulationsverfahren, Forschungsverbund „Leiser Verkehr“) erfolgte die numerische Simulation der Schallerzeugung bei der Umströmung von typischen Fahrzeugstrukturen, ein Schwerpunkt lag dabei auf der Berechnung des Strömungsgeräusches mit Hilfe der Wanddruckschwankungen. Um die erforderliche Validierung der numerisch simulierten Ergebnisse zu ermöglichen, wurden verschiedene Strömungs- und Schallfeldgrößen im aeroakustischen Windkanal des Instituts für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden vermessen. Im Folgenden sollen die wichtigsten Messergebnisse präsentiert und mit den Ergebnissen aus Simulationen verglichen werden.

## Aufbau der Fahrzeugstruktur/Messtechnik



**Abbildung 1:** Skizze der vermessenen Fahrzeugstruktur incl. Wanddruckaufnehmer und Trippstreifen, Abmessungen in mm, Testfall  $L/d = 2,5$

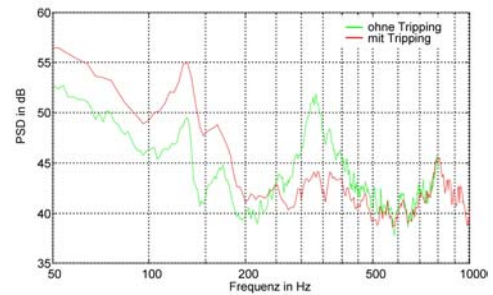
Die vermessene Fahrzeugstruktur bestand aus einem Halbzylinder ( $\varnothing d$ ), an dessen Rückseite ein Heckdreieck der Länge  $L$  angesetzt wurde. Um eine Störung der Strömung durch die Kanten an Ober- und Unterseite zu verringern, wurden aerodynamische Endkappen angebracht. Es ergibt sich eine Gesamtprofilhöhe von ca. 120mm, damit konnte das Modell gänzlich im Freistrahlfeld platziert werden. In die Fahrzeugstruktur wurden 7 Wanddruckaufnehmer (Abbildung 1) eingebaut. Zur Messung der Wanddruckschwankungen wurden Elektretkapseln verwendet. Es kam dabei eine Kapsel zum Einsatz, die in den Voruntersuchungen sowohl einen linearen akustischen Frequenzgang als auch einen geringen Störpegel bei Überströmung aufwies. Die Vermessung der Fahrzeugstruktur erfolgte jeweils ohne und mit Trippstreifen.

## Messergebnisse

### Fernfeldschalldruck

Im Fernfeldspektrum der Messung ohne Trippstreifen können zwei Überhöhungen bei Frequenzen von ca. 130Hz und ca. 330Hz beobachtet werden (Abbildung 2). Nach dem

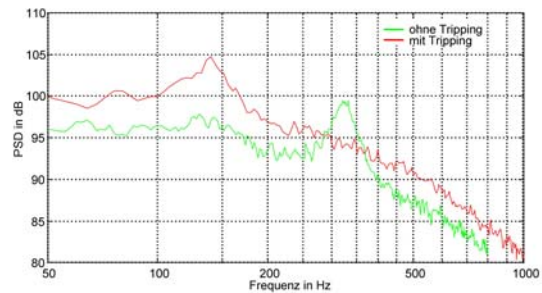
Anbringen des Trippstreifens tritt die Überhöhung bei einer Frequenz von 130Hz verstärkt hervor, das vorherige Maximum, bei einer Frequenz von ca. 330Hz, ist nur noch schwach ausgeprägt [1].



**Abbildung 2:** Leistungsdichtespektren des vom Modell abgestrahlten Schalls, gemessen im Abstand von 33cm zum Modellmittelpunkt, normiert auf  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ ,  $v_{\text{Anström}} = 34\text{m/s}$

### Wanddruck

In den Wanddruckspektren der Messungen ohne bzw. mit Trippstreifen tritt jeweils nur ein Maximum deutlich hervor. Im Fall der Messung ohne Tripping liegt dieses ebenfalls bei einer Frequenz von ca. 330Hz, für die Messung mit Tripping ergibt sich wiederum ein Maximum bei einer Frequenz von ca. 130Hz (Abbildung 3).



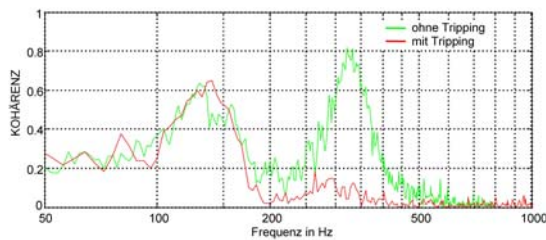
**Abbildung 3:** Leistungsdichtespektren der von Wanddruckaufnehmer 3 gemessenen Gesamtdruckpegel normiert auf  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ , nach akustischer Kalibrierung auf B&K 4138 bei  $f = 1\text{kHz}$ ,  $v_{\text{Anström}} = 34\text{m/s}$

Die im gesamten Frequenzbereich auftretenden höheren Pegel der Messung mit Trippstreifen werden durch das Tripping selbst und durch die damit verbundene Turbulenzerhöhung verursacht [1].

### Korrelation Fernfeldschalldruck - Wanddruck

Die Korrelation von Fernfeldschalldruck und Wanddruck wurde anhand der Kohärenz beider Signale überprüft (Abbildung 4). In den Kohärenzspektren treten die schon in den anderen Kurvenverläufen zu erkennenden Maxima bei ca. 130Hz bzw. 330Hz auf. In der Messung ohne Trippstreifen treten beide Maxima deutlich hervor, die Kohärenz nimmt für die genannten Frequenzen Werte von ca. 0,6 bzw. 0,8 an.

Die Messung mit Tripping liefert nur für den Frequenzbereich um 130Hz eine deutliche Zunahme der Kohärenz, deren Maximum ca. 0,6 beträgt. Die gute Korrelation von Fernfeldschalldruck und Wanddruck deutet auf eine Schallentstehung aufgrund von Wirbeln und Turbulenzen in Grenzschicht und Nachlauf hin.



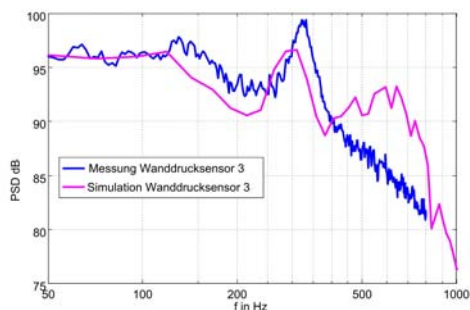
**Abbildung 4:** Kohärenzfunktion zwischen Fernfeldschalldruck in 33cm Entfernung und von Druckaufnehmer 3 aufgezeichnetem Wanddrucksignal,  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ ,  $v_{\text{Anström}} = 34\text{m/s}$

Normiert man das höherfrequente Maximum ( $f_R$  ca. 330Hz) auf eine Querabmessung ( $d = 20\text{mm}$ ), so ergibt sich eine STROUHAL – Zahl von ca. 0,2. Das Nachlaufverhalten der Fahrzeugstruktur in der Strömung ähnelt dem eines Zylinders gleichen Durchmessers (KARMAN'sche Wirbelstrasse) [1]. Der Ursprung der zweiten spektralen Überhöhung ( $f_R$  ca. 130Hz) ist zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht endgültig geklärt. Als Ansatz könnte die Annahme einer akustisch-hydrodynamischen Rückkopplung dienen. Beim Auftreffen eines Wirbels auf die Profilhinterkante kommt es zur Schallabstrahlung. Eine sich stromauf bewegende Schallwelle könnte eine erneute Ablösung eines Wirbels an der Abrisskante verursachen („ROSSITER-Mechanismus“).

## Validierung

### Wanddruckspektren

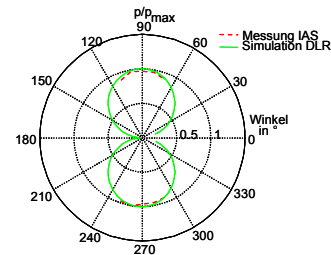
Die gemessenen und die aus einer LATTICE-BOLTZMANN - Simulation berechneten Wanddruckspektren [2] zeigen im Wesentlichen einen ähnlichen Kurvenverlauf, die Pegeldifferenzen betragen für  $f < 500\text{Hz}$  weniger als 5dB (Abbildung 5). Die auftretenden Maxima liegen in der Simulation bei ca. 300Hz, in der Messung dagegen bei ca. 330Hz.



**Abbildung 5:** simuliertes bzw. gemessenes Wanddruckspektrum, Simulation: Andreas Wilde FhG IIS,  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ ,  $v_{\text{Anström}} = 34\text{m/s}$

### Richtcharakteristik

Die Simulation des DLR (PIANO, [3]) liefert für die beschriebene Fahrzeugstruktur eine dipolförmige Schallabstrahlung (Abbildung 6). Die Vermessung der Richtcharakteristik in dem markanten Bereich der Einschnürungen war aufgrund des Messaufbaus und des Einflusses der Strömung nicht möglich. Die geringfügige Pegelabnahme im vermessenen Bereich lässt jedoch ebenfalls eine Dipolcharakteristik vermuten.



**Abbildung 6:** simulierte bzw. gemessene Richtcharakteristik normiert,  $r_{\text{Mess}} = 33\text{cm}$ ,  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ ,  $v_{\text{Anström}} = 34\text{m/s}$

### Ursachen der Abweichungen

Es ergeben sich Abweichungen zwischen Messungen und Simulationen durch geringfügige Unterschiede in Modellgeometrien und Anströmbedingungen. Aus Rechenzeitgründen wurden in den bisherigen Simulationen u. a. die Endkappen und Halterung des Messmodells nicht berücksichtigt. Auch der endliche Freistrah mit geringfügiger Anströmturbulenz entspricht nicht der in der Simulation angenommenen unendlich ausgedehnten laminaren Anströmung und sollte in zukünftigen Simulationen ggf. berücksichtigt werden. Hauptfehlerquellen in der Messung selbst sind eine leichte Verkipfung des Modells und die Messunsicherheit der verwendeten Messtechnik.

### Zusammenfassung

In den vermessenen Fernfeld- und Wanddruckspektren trat die erwartete hydrodynamische Schwingung auf, zusätzlich konnte ein weiteres spektrales Maximum, dessen Ursprung noch nicht endgültig geklärt ist, beobachtet werden. Die Validierung zeigt zum jetzigen Zeitpunkt nur in einigen Fällen gute Übereinstimmungen. Die Ursachen einiger Abweichungen müssen noch geklärt werden, Verbesserungen lassen sich aber u. a. durch genauere Modellierungen in Simulation/Messung erreichen.

### Literaturverzeichnis

- [1] Achilles, S.: Aeroakustische Untersuchungen an umströmten Fahrzeugmodellstrukturen. Diplomarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004
- [2] Wilde, A.: Strömungsakustische Simulationen mit dem LATTICE – BOLTZMANN - Verfahren, DAGA 2005, München
- [3] Sabanca, M., Delfs, J.: Numerische Untersuchung des Eigenschwingungsverhaltens von generischen Profilen mit Hilfe der CAA, DAGA 2005, München

### Danksagung:

Die Autoren danken dem Bundesministerium für Bildung und Forschung für die Förderung der diesem Bericht zugrunde liegenden Untersuchungen im Rahmen des Forschungsverbundprojektes „Leiser Verkehr“.



# Elektroakustische Multipolmodellierungen in der Strömungsakustik am Beispiel des Hinterkantenlärms

Peter Költzsch, Marcus Bauer, Andreas Witing, Andreas Zeibig, Max Kettlitz  
TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 01062 Dresden, Deutschland,  
Email: [Peter.Koeltzsch@ias.et.tu-dresden.de](mailto:Peter.Koeltzsch@ias.et.tu-dresden.de)

## Einleitung

Auf Basis der Lighthill'schen Analogie können physikalische Mechanismen der Strömungsschallerzeugung durch akustische Multipole modelliert werden. Beispiele dafür sind in der strömungsakustischen Literatur der letzten Jahrzehnte zu finden, so z. B. die Quadrupolmechanismen des Strahlärms, die Dipol- und Monopolmechanismen des Rotorlärms von Propellern und Ventilatoren.

In diesem Vortrag werden einige Untersuchungen zur Multipolmodellierung des Hinterkanten-Strömungslärms dargestellt. Außerdem wird auf den Zusammenhang zwischen den Wanddruckschwankungen auf einer überströmten Oberfläche und dem Fernfeldschalldruck eingegangen.

## Multipoldarstellung

Die Lighthill'sche Theorie der aerodynamischen Schallerzeugung bzw. die daraus abgeleitete inhomogene Wellengleichung enthält im Quellterm die Elementarstrahler der klassischen Akustik: Monopol, Dipol, Quadrupol. Die Grundidee der so genannten Lighthill-Analogie lässt sich folgendermaßen erläutern: Die Realität der Strömung wird durch eine fiktive Anordnung von akustischen Elementarstrahlern modelliert, deren Schallabstrahlung zum Fernfeld führt. Damit ist das Problem der Schallerzeugung durch Strömungen auf ein klassisches Problem der Akustik zurückgeführt. Diese Aussage soll hier noch weiter auf die Akustik fokussiert werden: die Multipolmodellierung wird elektroakustisch realisiert!

Die Schallerzeugung am umströmten Tragflügel beruht auf der Wechselwirkung zwischen der Strömung und dem Tragflügel als festes, umströmtes Hindernis. Von den zahlreichen physikalischen Mechanismen der Schallerzeugung soll hier nur die Wechselwirkung der Strömung mit der Hinterkante betrachtet werden.

## Berechnungen zur Richtcharakteristik

Numerische Berechnungen: Die Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms wurde mit dem hybriden Verfahren SNGR + CAA (Stochastic Noise Generation and Radiation + Computational Aeroacoustics) berechnet [1] [2], und zwar für verschiedene Werte der He-Zahl  $kL$ .

Analytische Berechnungen: Zu diesen Verfahren gehören insbesondere die Theorien von Ffowcs Williams / Hall [3], von Tam/Yu [4], von Howe [5] und von Casper/Farassat [6], siehe dazu auch [7], [8].

Die ausgeprägteste Theorie zur Berechnung des Hinterkantenlärms für beliebige Werte der He-Zahl  $kL$

wurde von Howe vorgelegt. Mit dieser Theorie sind die Richtcharakteristiken der Schallabstrahlung mit Berücksichtigung der Vielfachstreuung an der Vorder- und Hinterkante für den Winkelbereich  $\Theta = 0^\circ - 180^\circ$  und für ausgewählte Werte der He-Zahl  $kL$  (hier dargestellt: sehr kleine und sehr große Werte) berechnet worden [7]:

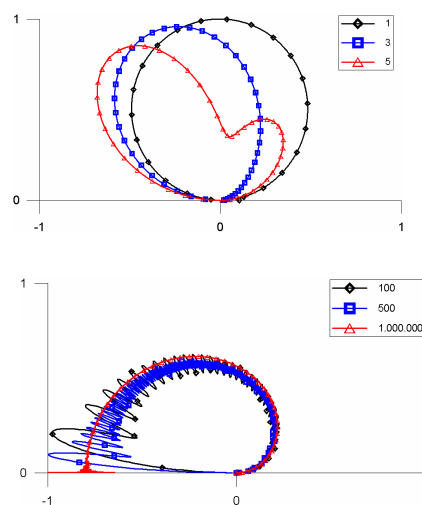


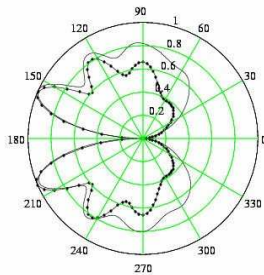
Abbildung 1: Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms, berechnet mit der Theorie von Howe

Für tiefe Frequenzen ( $kL = 1$ ) zeigt sich eine ausgeprägte Dipol-Richtcharakteristik. Mit zunehmender Frequenz wird das Verhältnis der Tragflügel-Sehnenlänge zur Schallwellenlänge größer. Die Streueffekte an den Kanten nehmen zu, die Zahl der Keulen der Richtcharakteristik wächst an. Für sehr große Werte der He-Zahl  $kL$  nähert sich die Richtcharakteristik der Kardioidenform für die Schallabstrahlung der Quelle an der Kante der halbunendlichen Platte.

## Modellmessungen zur Richtcharakteristik

Die Messung der Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms kann in einem aeroakustischen Windkanal erfolgen, allerdings ist dies mit großen Schwierigkeiten behaftet. Deshalb wurde hier eine reine akustische Messmethode für die Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms verwirklicht: eine Lautsprecheranordnung an der Hinterkante einer Platte wurde als ideales Dipolmodell zur Ausmessung der Richtcharakteristik der Schallabstrahlung im schallreflexionsarmen Raum verwendet [10].

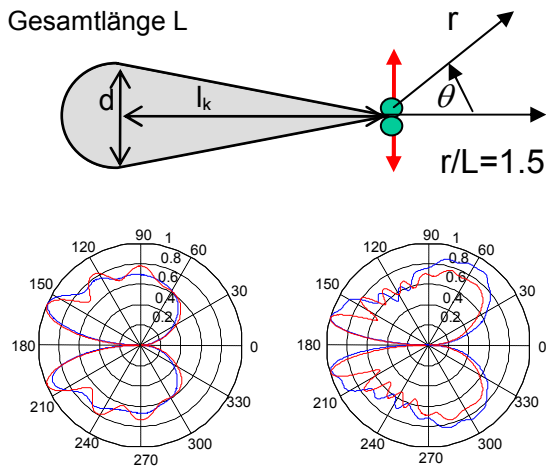
Aus Abbildung 2 ist für  $kL = 10$  der Vergleich der im schalltoten Raum gemessenen Richtcharakteristik der Dipol-Plattenanordnung mit den Rechenwerten ersichtlich. Insbesondere zeigt sich im Winkelbereich zwischen 90 und 180 Grad eine gute Übereinstimmung, auch bei höheren  $kL$ -Werten.



**Abbildung 2:** Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms, Vergleich Rechnung/Messung für  $kL = 10$ ; Messung: Linie, Rechnung (SNGR+CAA): Linie mit Symbolen

Für kleine Mach-Zahlen ist der Einfluss der Strömung auf die akustische Richtcharakteristik vernachlässigbar gering. Die Ergebnisse nach der Theorie von HOWE stimmen mit den numerischen Ergebnissen besser überein, wenn bei den numerischen Verfahren die Richtcharakteristik tatsächlich im Fernfeld der Platte berechnet wird (nach R. EWERT).

Die geschilderten Modellmessungen im reflexionsarmen Raum sind auch für eine typische Fahrzeugstruktur durchgeführt worden, und zwar für eine Strebe, deren Querschnittsform einen Halbzylinder mit Heckdreikant zeigt, siehe Abb. 3.



**Abbildung 3:** Richtcharakteristik des Hinterkantenlärms einer Strebe, Messwerte im schalltoten Raum,  $kL = 10/20$

### Zusammenhang zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernfeld-Schalldruck

Bei den inhomogenen Wellengleichungen der Strömungsakustik gibt es zahlreiche Formulierungen, die im Quellterm neben den Geschwindigkeitsschwankungen auch die Druckschwankungen in der Strömung beinhalten [9].

Dazu gehören auch die Wanddruckschwankungen, die einerseits mit numerischen Methoden der Strömungsmechanik berechnet werden können, andererseits gibt es für die Druckkorrelationen und Druckspektren auf den festen Oberflächen umfangreiches messtechnisches bzw. halbempirisches Datenmaterial.

Das Problem des Zusammenhanges zwischen den Wanddruckschwankungen und dem Fernschallfeld beinhaltet die Frage, ob die Wanddruckschwankungen das akustische Quellgeschehen eindeutig widerspiegeln. Praktische positive Belege dafür sind Validierungen vom aeroakustischen Windkanal, siehe [6]. Einige Überlegungen und Recherchen zu diesem Problem sind in [8] dargestellt.

### Zusammenfassung

Die Messwerte der elektroakustischen Modellierung von Strömungsschallquellen zeigen in bestimmten Winkelbereichen eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen numerischer Rechnungen und mit den Rechenwerten nach den Theorien von HOWE und CASPER/FARASSAT. Die Ergebnisse gelten für kleine Mach-Zahlen sowie kleine bis mittlere Helmholtz-Zahlen, hier:  $f = (400 \dots 3000)$  Hz. Mit der Theorie von HOWE lässt sich der Übergang von der Dipol-Richtcharakteristik (Form einer Acht) bei kleinen He-Zahlen bis zur Kardiodenform bei sehr großen Werten von  $L$  zu  $\lambda$  (halbunendliche Platte) sehr anschaulich zeigen.

Das Messverfahren im schalltoten Raum kann auch für andere Geometrien (Flugzeuge, Pkw, Lkw, Schienenfahrzeuge) und andere Elementarstrahler (Quadrupole / Monopole) angewendet werden. Das Fernschallfeld lässt sich aus den Wanddruckschwankungen auf der überströmten Oberfläche berechnen. Dazu gibt es einige Theorien und Gleichungssysteme; eine umfassende Theorie dazu mit dem Ergebnis praktisch anwendbarer Formeln steht gegenwärtig noch aus.

*Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung der numerischen Berechnungen im Rahmen des Verbundprojektes SWING+, dem BMBF im Rahmen des Verbundprojektes "Leiser Verkehr" und der Friedrich- und Elisabeth-BOYSEN-Stiftung für die Förderung der messtechnischen Untersuchungen an den Tragflügelmodellen im schalltoten Raum.*

### Literatur

- [1] M. Bauer: Applicability of the SNGR-Model to compute trailing edge noise. Proceedings CFA/DAGA 2004, Strasbourg, 2004
- [2] J. Delfs, T. Lauke: Numerical simulation of aeroacoustic noise by DLR's code PIANO. Version 0.45. DLR, Institut für Aerodynamik u. Strömungstechnik, Braunschweig 2003
- [3] J. E. Ffowcs Williams, L. H. Hall: Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of a scattering half plane. J. Fluid. Mech. 40 (1970) 657-670
- [4] Ch. K. W. Tam, J. C. Yu: Trailing edge noise. AIAA 75-489, AIAA Aero-Acoustics Conference, Hampton, Va., (1975). Pp. 259-280
- [5] M. S. Howe: Edge-source acoustic Green's function for an airfoil of arbitrary chord, with application to trailing-edge noise. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics 54 (2001) 1, 139-155
- [6] J. Casper and F. Farassat: Broadband trailing edge noise prediction in the time domain. Journal of Sound and Vibration 271 (2004) pp. 159 – 176
- [7] P. Költzsch, M. Bauer, A. Witing, A. Zeibig, M. Kettlitz: Beitrag zur Modellierung von Strömungsschallquellen mit akustischen Elementarstrahlern. Vortrag, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Dresden, 2004
- [8] P. Költzsch: Literaturrecherche zum Problemkreis der Wanddruckschwankungen in der Strömungsakustik. Bericht 28. Februar 2005, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, TU Dresden
- [9] P. Költzsch: Flow Acoustics. In: Mechel, F. P. (Herausgeber): Formulas of Acoustics. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York etc., 2002. Chapter N, pp. 846 – 929
- [10] M. W. Kettlitz: Messtechnische Untersuchung der Schallabstrahlung von Multipolen an einem Tragflügelmodell. Studienarbeit, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, TU Dresden 2004

# Akustische Windkanalmessungen an generischen Geometrien

Benjamin Basel<sup>1</sup>, Alexander Kolb, Michael Grünewald

<sup>1</sup> EADS Konzernforschung, 81663 München, Email: [Benjamin.Basel@eads.net](mailto:Benjamin.Basel@eads.net)

## Einleitung

Die Erforschung der Schallausbreitung sowie der Quellentstehungsmechanismen in Strömungen ist eines der fundamentalen Probleme der Aeroakustik. Im Rahmen des Forschungsverbunds ‚Leiser Verkehr‘, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung, wurden innerhalb des Teilprojekts ‚Akustische Simulationen‘ Windkanalmessungen an generischen Geometrien durchgeführt. Hierbei wurden aerodynamische Hitzdrahtmessungen des Grenzschichtprofils, akustische Fern- und Oberflächenmessungen sowie akustische Array-Messungen an verschiedenen vorwärtsgeneigten Stufengeometrien und an einem Hohlraum durchgeführt. Ziel der Messungen ist es, den Einfluss der Geometrien sowie der Anströmgeschwindigkeit zu untersuchen. Die Messungen dienen zur Validierung der numerischen Simulationen im Rahmen des Teilprojekts.

## Geometrien

Es sind drei vorwärtsgeneigte Stufengeometrien aus Abbildung 1 mit der Stufenhöhen  $H=12\text{mm}$  vermessen, davon eine scharfkantige Stufe und zwei abgerundete Stufen mit einem Rundungsradius von jeweils  $R=H$  und  $R=H/2$ .

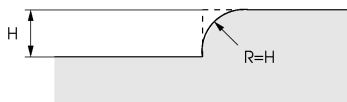


Abbildung 1: Stufengeometrien mit unterschiedlichen Krümmungsradien  $R=0$  (---) und  $R=H$  (—)

Die Hohlraumgeometrie aus Abbildung 2 ist vergleichbar mit den Hohlraumabmessungen aus Henderson [1].

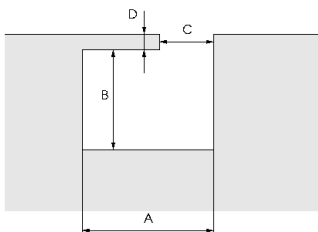


Abbildung 2: Abmessungen der Hohlraumgeometrie,  $A=15.9\text{mm}$ ,  $B=24.7\text{mm}$ ,  $C=8.76\text{mm}$ ,  $D=3\text{mm}$

## Winkelmessungen

Die Windkanalmessungen wurden im Akustischen Windkanal Braunschweig (AWB) bei Geschwindigkeiten von  $u=30, 40, 50$  und  $60\text{m/s}$  durchgeführt. Zur Messung der Oberflächendrücke wurden auf der Plattenoberfläche fünf

Mikrophone asymmetrisch angeordnet. Die Messung der Fernfeldsignale wurde mit sechs Mikrophone in einem Abstand von  $R=2\text{m}$  und Winkelschritten von  $\phi=15^\circ$  durchgeführt (siehe Abbildung 3).

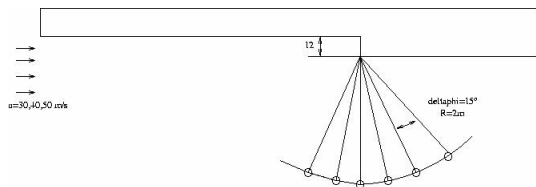


Abbildung 3: Fernfeldmessung an der Stufe, Mikrophone werden mit  $R=2\text{m}$  und  $\phi=15^\circ$  angeordnet

Zur Lokalisierung der Schallquellen wurde ein Kreuz-Array mit 32 Mikrophen eingesetzt. Der Abstand des Array-Zentrums zur Kante der Treppenstufe bzw. zur Lippe des Hohlraums beträgt  $z=1.2\text{m}$ . Mit dem verwendete Array kann man Quellen im Frequenzbereich von  $f=212\text{Hz}$  bis  $f=3400\text{Hz}$  lokalisieren. Das Array wurde außerhalb der Strömung positioniert. Dadurch wird der Strahl an der sogenannten Scherschicht gebrochen. Dieser dreidimensionale Effekt beeinflusst Phase sowie Amplitude eines Signal und wird durch die Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems berücksichtigt. Hierbei wird die Scherschicht als unendlich dünn angenommen (Amiet [2]). Der Geschwindigkeitsverlauf wird durch die Kanalgeometrie sowie der inkompressiblen Kontinuitätsgleichung berechnet.

## Messergebnisse

**Stufengeometrien** Die Abstrahlcharakteristik der Treppenstufen (Abbildung 4 und 5) zeigt einen realistischen Verlauf des Breitbandlärms. Die Erhöhung der Geschwindigkeit verursacht einen starken Anstieg des Schallpegels im Fernfeld.

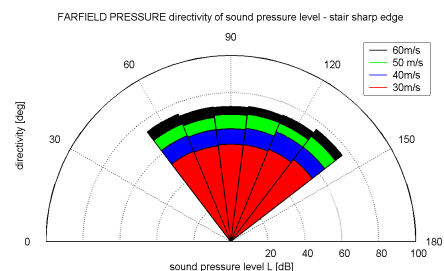
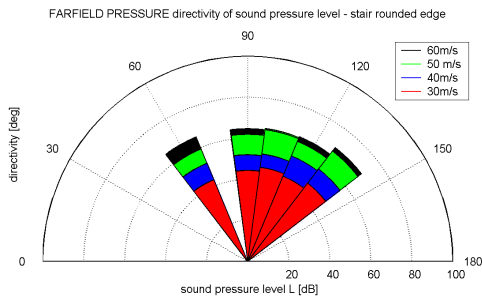
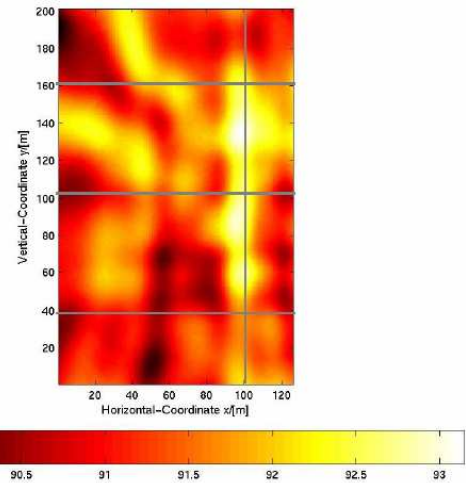


Abbildung 4: Fernfeldrichtcharakteristik der scharfkantigen Stufe bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten, Schallpegel ausgewertet ab  $500\text{Hz}$

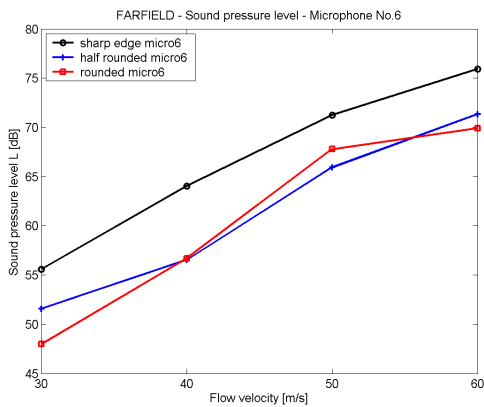


**Abbildung 5:** Fernfeldrichtcharakteristik der abgerundeten Stufe bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten, Schallpegel ausgewertet ab 500Hz, zweites Mikrofon defekt



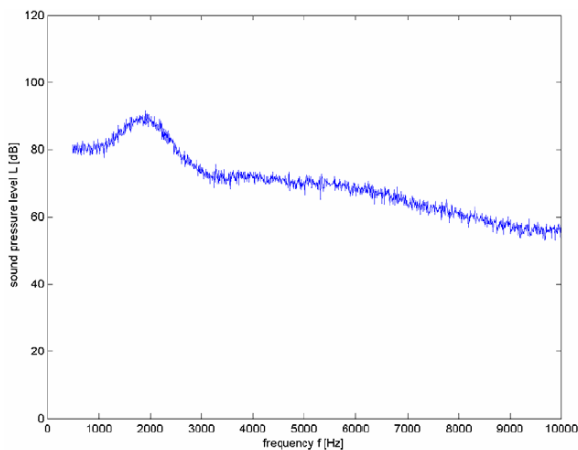
**Abbildung 8:** Quelllokalisierung am Hohlraum, Anströmgeschwindigkeit 60 m/s, klassisches Beam-Forming, Hohlraumposition bei  $x=100\text{cm}$ ,  $40\text{cm} < y < 160\text{cm}$

In Abbildung 6 kann gezeigt werden, dass der Schallpegel gegenüber der Anströmgeschwindigkeit mit der sechsten Potenz ansteigt



**Abbildung 6:** Schallpegel in Abhängigkeit der Stufengeometrie und der Geschwindigkeit an einem Fernfeldmikrofon

**Hohlraum** Der Hohlraum zeigt die aus der analytischen Lösung ermittelten Resonanzfrequenzen (siehe Henderson [1]) bei den unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten.



**Abbildung 7:** Gemittelte Schmalbandspektrum am Boden des Hohlraums bei der Anströmgeschwindigkeit von  $u=60\text{ m/s}$

Abbildung 8 zeigt bei einer Anströmgeschwindigkeit von  $u=60\text{ m/s}$  die lokalisierten Schallquellen entlang der Hohlraumöffnung.

## Zusammenfassung

Die Auswertung der Messergebnisse an den Treppenstufen zeigt eine deutliche Reduzierung des Schallpegels durch die Kantenabrundung. Eine komplette Abrundung der Kante zeigt eine Reduzierung des Schallpegels um 6dB.

Die Abstrahlcharakteristik der Treppenstufe zeigt eine starke Erhöhung der Amplitude bei Erhöhung der Geschwindigkeit. Es konnte gezeigt werden, dass die Amplitude mit der sechsten Potenz ansteigt

Die analytisch ermittelten Resonanzfrequenzen des Hohlraums konnten bei der Messung nachgewiesen werden

Die Lokalisierung der Schallquellen am Hohlraum zeigt realistische Ergebnisse. Es zeigte sich, dass die Strömung einen starken Einfluss auf die Phase hat. Der Einfluss auf die Amplitude kann nahezu vernachlässigt werden. Bei der Lokalisierung der Schallquellen an den Treppenstufen konnten keine realistischen Ergebnisse erzielt werden. Das klassische Beam Forming konnte bei der Lokalisierung von Breitbandlärm nicht eingesetzt werden.

*Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderzeichen 19U1074B „Forschungsverbund „Leiser Verkehr““ gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.*

## Literatur

[1] B. Henderson, Automobile Noise Involving Feedback-Sound Generation By Low Speed Cavity Flows, NASA/CP-2000-209790

[2] R. K. Amiet, Refraction Of Sound By A Shear Layer, Journal of Sound and Vibration(1978) 58(4),467-482

# Numerical Investigation of Self-Excited Oscillations of a Generic Profile with CAA

M. Sabanca, J. Delfs

*Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, DLR-AS/TA, Lilienthalplatz 7,  
38108 Braunschweig, Deutschland, Email: Murat.Sabanca@dlr.de*

## Introduction

The noise generation at a generic strut-like profile in a flow of Mach number  $M = 0.1$  is studied numerically. The profile is composed of a half cylinder of diameter  $d = 0.02m$  with a rearward attached wedge of different lengths  $l$  as indicated in Figure 1. Qualitatively different forms of self excited flow oscillations along with respective noise radiation are observed depending on the ratio  $l/d$ , ranging from periodic to chaotic states.

## Approach

Nonlinear inviscid perturbations  $\rho', u', v', p'$  to a turbulent mean flow field  $\rho_0, u_0, v_0, p_0$  are simulated numerically,

$$\rho = \rho_0 + \rho', \quad u = u_0 + u', \quad v = v_0 + v', \quad p = p_0 + p'$$

where  $\rho, u, v, p$  represent density, horizontal and vertical components of velocity and pressure respectively. The steady mean flow is obtained using DLR's RANS code FLOWER by employing the  $k - \omega$  turbulence model of Wilcox at downstream of the contour kink between cylinder and wedge [5]. The perturbations are computed with the DLR's CAA code PIANO solving the 2nd order perturbation equation [1];

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + (\vec{v}' \cdot \nabla) \rho_0 + ((\vec{v}_0 + \vec{v}') \cdot \nabla) \rho' + \rho' \nabla \cdot (\vec{v}_0) + (\nabla \cdot \vec{v}') (\rho_0 + \rho') = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} + (\vec{v}' \cdot \nabla) \vec{v}_0 + ((\vec{v}_0 + \vec{v}') \cdot \nabla) \vec{v}' + \frac{1}{\rho_0} \left(1 - \frac{\rho'}{\rho_0}\right) \nabla p' - \frac{\rho'}{\rho_0^2} \nabla p_0 = \vec{f}', \quad (2)$$

$$\frac{\partial p'}{\partial t} + (\vec{v}' \cdot \nabla) p_0 + ((\vec{v}_0 + \vec{v}') \cdot \nabla) p' + \kappa [p' \nabla \cdot \vec{v}_0 + (p_0 + p') \nabla \cdot \vec{v}'] = 0. \quad (3)$$

The quantities  $(\rho, \vec{v}, p)$  are made dimensionless with reference  $(\rho_\infty, a_\infty, \rho_\infty a_\infty^2)$ , with the freestream values for density  $\rho_\infty$  and the speed of sound  $a_\infty$ . These equations are discretized on structured grids by using high order accurate finite difference time domain, DRP scheme [2]. Regarding the boundary conditions, the fluctuation components should obey the same rules as fluid element on

the wall for an inviscid flow, i.e. contravariant component of the velocity is set to zero on the wall. A damping term  $\vec{f}'$  (for 2D problems) is implemented at the nodes of the wall  $\partial B$  of the strut profile as follows;

$$\vec{f}' = \begin{cases} -\alpha \vec{v}' & \text{on } \partial B \\ 0 & \text{Otherwise} \end{cases}$$

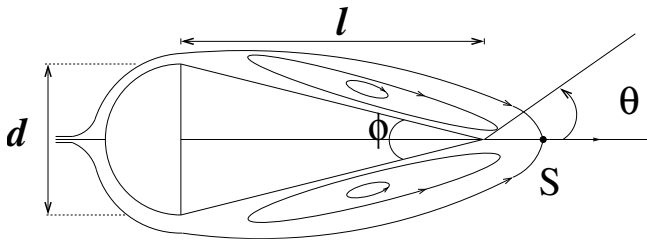
(4)

in this case  $\alpha$  is a parameter of order  $O(CFL/(\Delta t)_{max})$ . Moreover, radiation conditions at farfield and additional sponge layers at the outflow boundary are implemented.

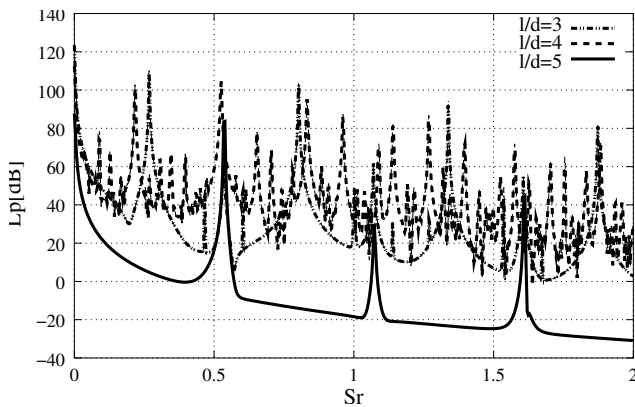
## Results

A parametric study on wedge length  $l$  was conducted. The flow parameters, Mach number, Reynolds number ( $Re=45000$ , based on  $d$ ) and angle of attack ( $\alpha = 0^\circ$ ) are taken as constant. At the beginning of each simulation the steady flow field is perturbed by an inviscid vortex disturbance in the wake region. The initial vortex is placed at  $1d$  away from the trailing edge of the strut and rotates in the counter-clockwise direction. After a transient phase, the system is observed to evolve onto a self sustained flow oscillation. Depending on the slenderness  $l/d$  of the strut different oscillation phenomena are observed for the given  $M = 0.1$ . For all considered  $l/d$  a flow separation occurs at the contour kink between cylinder and wedge. For  $\approx l/d < 3.75$  the mean flow separation reattaches at the trailing edge. For smaller  $l/d$  a free stagnation point occurs in the wake behind the strut (the point  $S$  shown in Figure 1), while for larger  $l/d$  the separation reattaches on the wedge contour. The simulation of  $l/d = 3$  shows a periodic von-Karman-type flow oscillation with a Strouhal number,  $Sr = fl/U_\infty$  of the fundamental frequency  $f$  with  $Sr = 0.27$  see Figure 2. Upon increasing the slenderness to  $l/d = 4$  the periodicity is lost. A chaotic state with quasi-periodic character is obtained. At again larger  $l/d = 5$ , for which the separation is already small, again a periodic state is observed with  $Sr = 0.54$ . Apparently, for sufficiently small  $l/d$  the flow oscillation is dominated by an hydrodynamic instability of the wake. In contrast, for large  $l/d$  the oscillation frequency is dictated by an acoustic feedback associated with sound waves interacting with the separation point. This can be seen by applying Rossiter's acoustic feedback model for cavity flows to this case leading to  $Sr = 1/(1/c_0 + M_\infty) \approx 0.54$  where  $c_0$  is Rossiter's empirical convection factor of 0.57 [4]. Figure 2 shows that this

scaling is appropriate. The frequency corresponding to this acoustic feedback model can also be seen for case  $l/d = 3$  although with a very small amplitude. In general, the profile becomes more silent as the wedge length increases from  $l/d = 3$  to  $l/d = 5$  provided that all other flow conditions are constant. This can also be seen from the spectrum in Figure 2 for different wedge lengths. The experiments conducted by Achilles et al.[3] for the profile  $l/d = 2.5$  show similar frequencies to occur as simulated. Due to the compactness of the strut w.r.t. the observed frequencies, the sound radiation is dipole like in all cases (see Figure 3). Finally, the sound radiation characteristics and transition from periodic to chaotic states as well as from chaotic to periodic cases are quite sensitive to  $l/d$ .



**Figure 1:** (a) Sketch of geometry with a possible stagnation point of flow.



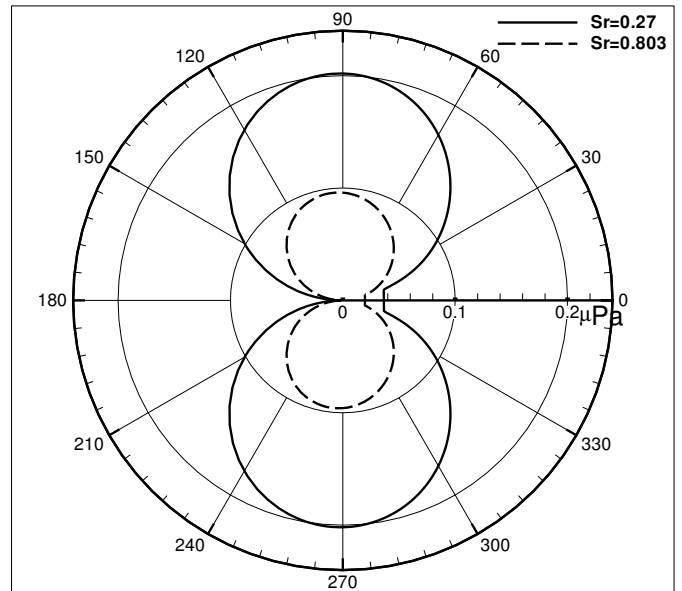
**Figure 2:** Narrowband spectrum for  $l/d = 3, 4, 5$  at  $\theta = \pi/2$ ,  $\Delta f = 1.3 \text{ Hz}$  and  $r = 0.33m$ .

## Acknowledgements

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen 19 U 1074C gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

## References

- [1] M. Lummer, T. Lauke, J. Delfs, “Simulation von Hinterkantengeräusch mit dem Störungsverfahren PIANO des DLR”, DAGA’03, (2003), 798-799.
- [2] C. K. W. Tam and J. C. Webb, “Dispersion Relation Preserving Finite Difference Schemes for Computational Acoustics” *J. Comp. Phys.*, **107**, (1993), 262–281.



**Figure 3:** Directivity pattern for different harmonic and subharmonic frequencies for  $l/d = 3$  at a distance of  $r = 0.33m$ .

- [3] S. Achilles, A. Zeibig, A. Wilde, “Aeroakustische Validierungen am Beispiel einer generischen Fahrzeugstruktur” DAGA ’05.
- [4] J. E. Rossiter, “Wind-Tunnel experiments on the flow over rectangular cavities at subsonic and transonic speeds”, *A. R. C., R. & M.* (1966), No **3438**.
- [5] “FLOWer Installation and Handbook”, Release 116, 2002.

# Ein alternatives Berechnungsverfahren für die Körperschall-Ausbreitung in Fahrzeugstrukturen

Björn Knöfel<sup>1</sup>, Thomas Dietrich-Radt<sup>1</sup>, Ennes Sarradj<sup>2</sup>

<sup>1</sup> TU Dresden Institut für Akustik und Sprachkommunikation, D-01062 Dresden, Deutschland,

E-Mail: bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de

<sup>2</sup> Gesellschaft für Akustikforschung mbH, D-01099 Dresden, E-Mail: ennes.sarradj@akustikforschung.de

## Einleitung

Die Berechnung der hochfrequenten Körperschall-Ausbreitung ist in vielen Bereichen der Fahrzeugindustrie von großem Interesse. Alternativ zur Statistischen Energieanalyse (SEA) ist ein auf einer Randintegralmethode basierendes Verfahren, die High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), auf seine Anwendbarkeit in der Praxis getestet worden.

## Theorie

Ausgehend von Huygens Prinzip kann die Schallausbreitung in einem geschlossenen Gebiet berechnet werden, indem die Überlagerung von primären, die Struktur zu Schwingungen anregenden Quellen, und von sekundären, auf den Strukturrändern befindlichen Quellen, berücksichtigt wird [1], [3]. Nach Auswertung des Quell-Gleichungssystems erhält man mit der HFBEM die Schallenergiedichte an beliebigen Punkten dieses Gebietes, aus der z.B. die Schallschnellepegel  $L_v$  der Struktur berechnet werden können.

## Referenzstrukturen

Um einen Vergleich mit dem Schwingungsverhalten realer Strukturen zu erzielen, erfolgte der Aufbau von drei vereinfachten Strukturen verschiedener Fahrzeugbereiche, an denen vibroakustische Messungen durchgeführt worden sind.

### Verrippte Platte

Eine generische Fahrzeugstruktur aus dem Nutzfahrzeugbereich stellt die erste Struktur dar. Die 2 mm dicke isotrope Aluminiumplatte der Abmaße 0,80 m x 2 m wurde im Rahmen der Untersuchungen mit Längs- und Querversteifungen in Form von I- bzw. T-Trägern versehen. Abbildung 1 zeigt die Struktur mit aufgeschraubten Längsträgern (*grün*) und Querträgern (*gelb*) [1], [2].

### Bodenblech mit Radhäusern

Als zweite Struktur wurde ein Bodenblech mit angekoppelten Radhäusern (Abb. 1) verwendet. Das Stahlblech mit einer Dicke von 1 mm besitzt die Abmaße 1,22 m x 2,50 m. Die Radhäuser wurden mit dem Grundblech verschraubt. Dabei ist der in der Praxis auftretenden Punktschweißverbindung weitestgehend entsprochen worden, indem Schraubenabstand und -durchmesser an die Maße der Punktschweißverbindung Anlehnung fanden.

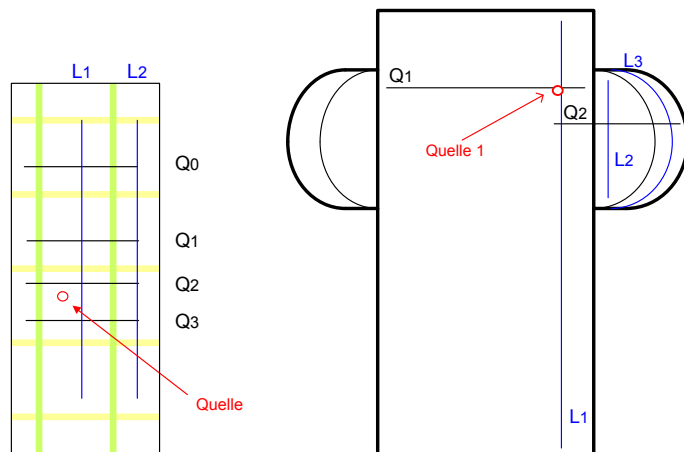


Abb. 1: Verrippte Platte (links), Bodenblech (rechts) mit Radhäusern und Randdämpfung (dick)

## Hochflurbereich eines Regionalzuges

Vier rechteckige Sandwichplatten (Sperrholzverbundplatten BaryVAM), die auf zwei parallelen Stahlträgern schwimmend gelagert sind, stellen ein Modell des Hochflurbereiches des Regionalzuges AGC dar (Abb. 2). Die Verbindung der drei Plattenstoßstellen erfolgt mit jeweils einem Aluminiumstreifen, der über die gesamte Plattenbreite in die angrenzenden ausgefrästen BaryVAM-Platten gesteckt wird. Mit einer elastischen Sylomer-Unterlage zwischen beiden Stahlträgern und den Platten wird erreicht, dass am Stahlträger angeregter Körperschall auf dem Ausbreitungsweg zu den Platten weitgehend gedämpft wird.

## Messungen

Sowohl in den Messungen, als auch in den Berechnungen mit SEA und HFBEM werden die Schwingungen in Form einer Übertragungsfunktion  $FRF = 10 \log (v^2 Z_0 / P)$  dB dargestellt. Dabei bezeichnen  $P$  die in das jeweilige System eingespeiste Leistung in W,  $v$  die Struktur-Schwingschnelle in m/s und  $Z_0$  eine Einheitsimpedanz mit dem Wert 1 Ns/m. Die Berechnung der eingespeisten Leistung erfolgte aus gemessener Kraft und Beschleunigung an der Anregungsstelle. Parallel dazu messen Beschleunigungsaufnehmer die Schwingungen der Strukturen. Mit der Power Injection Method wurden die frequenzabhängigen Dämpfungsverlustfaktoren aller drei Strukturen gemessen, wobei sich herausstellte, dass die Genauigkeit sowohl der SEA- als auch der HFBEM-Berechnungen besonders von der Eingangsgröße des Dämpfungsverlustfaktor abhängig sind.

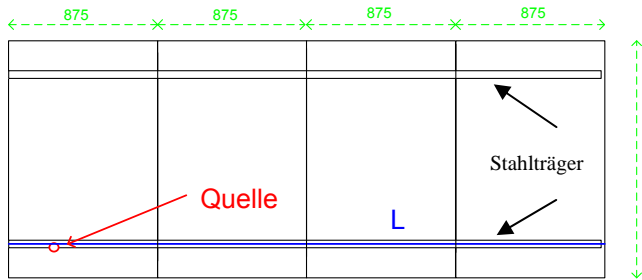


Abb. 2: Zugstruktur, Sicht von oben

## Berechnungen

Alle HFBEM- und SEA-Modelle bestanden aus einzelnen 2d-Strukturen. Die Radhäuser wurden aus je zwei Platten modelliert, wobei sie in Seitenfläche und Mantelfläche unterteilt waren. Stellvertretend für alle Untersuchungen werden die Ergebnisse für den Pfad L1 der Aluminiumplatte im quer- und im kreuzversteiften Zustand (Abb. 3 und 4), für den Pfad Q2 des Bodenblechs mit Randdämpfungsbelag (Abb. 5) und für den Pfad L der Zugstruktur (Abb. 6) vorgestellt.

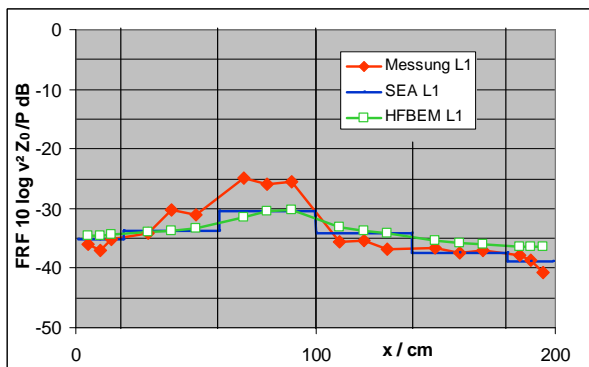


Abb. 3: Pfad L1, Aluplatte,  $f = 4$  kHz, *querversteift*

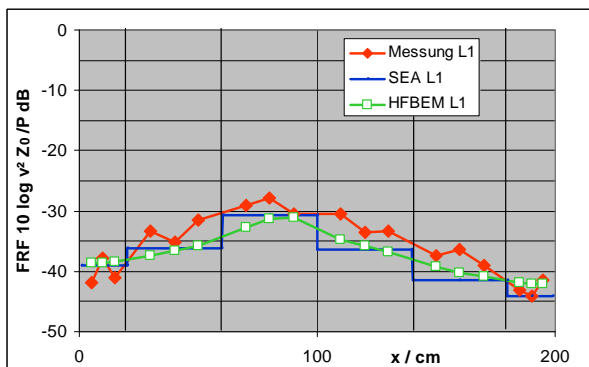


Abb. 4: Pfad L1, Aluplatte,  $f = 4$  kHz, *kreuzversteift*

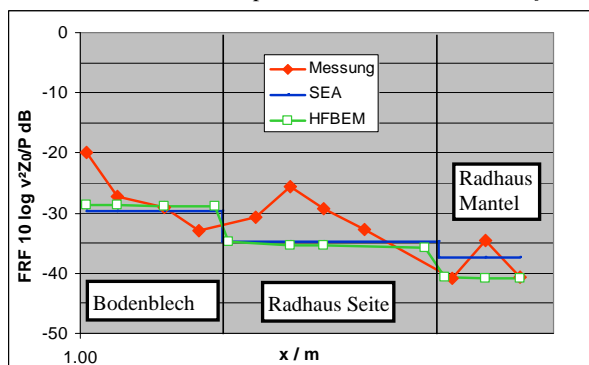


Abb. 5: Pfad Q2, Bodenblech,  $f = 2$  kHz, *randbedämpft*

Für die Berechnung über die Stoßstellen kam ein Algorithmus zum Einsatz, der auch die Transmissionsgrade von Punkt-Linien-Verbindungen berücksichtigt [4].

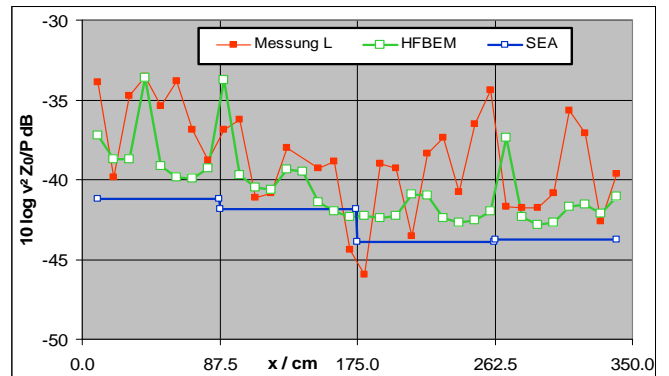


Abb. 6: Pfad L, Zugstruktur,  $f = 1$  kHz, *ohne Sylomer*

Die Zugstruktur wurde an der Unterseite eines Stahlträgers mit einem Shaker zu Biegeschwingungen angeregt (Abb. 2). Die dabei stark ausgeprägten Eigenmoden des Stahlträgers (gemessene FRF-Maxima) bildeten die Grundlage bei der Bestimmung der Quellpositionen und -stärken sowohl für die HFBEM- als auch für die SEA-Berechnung.

## Zusammenfassung

Es hat sich gezeigt, dass die HFBEM gut geeignet ist, hochfrequente Schwingungen zu berechnen. Im Vergleich zur SEA wird speziell bei der versteiften Aluminiumplatte ersichtlich, dass die HFBEM den Pegelverlauf besser wiedergibt und mehr Informationen enthält, als die SEA. Bei höherer Strukturdämpfung kann die HFBEM ihre Vorteile gegenüber der SEA entfalten und einen Pegelabfall prognostizieren, wobei bei niedrigen Dämpfungen beide Verfahren Ergebnisse mit ähnlichem Informationsgehalt besitzen und die SEA aufgrund ihrer schnelleren Berechnung zu bevorzugen ist.

## Förderung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen 19U1074A gefördert.

## Literatur

- [1] Knöfel, B., Sarradj, E.: High Frequency Boundary Integral Method as an Alternative to Statistical Energy Analysis. in: Proceedings of the Joint Congress CFA/DAGA 2004, S. 13-14
- [2] Knöfel, B., Sarradj, E.: An alternative method to compute High Frequency Structure Borne Sound in Automotive Structures. 11th International Congress on Sound and Vibration 2004, Skt. Petersburg, S. 3257-3264
- [3] Sarradj, E.: Randintegralmethode für hohe Frequenzen. in: Fortschritte der Akustik 2003, S. 578-579
- [4] Sarradj, E.: Power transmission coefficients for generic structural junctions. in: Proceedings of the Joint Congress CFA/DAGA 2004, S. 321-322



# Modellbildung und Sensitivitätsanalyse des Schwingungsverhaltens einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen

Jens Giesler<sup>1</sup>, Björn Knöfel<sup>2</sup>

<sup>1</sup> TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 01062 Dresden, Email: jens.giesler@mailbox.tu-dresden.de

<sup>2</sup> TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 01062 Dresden, Email: bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de

## Einleitung

Für die Konstruktion lärmarmen Maschinen ist das Schwingungsverhalten von Strukturen bei hohen Frequenzen von Interesse. Herkömmliche numerische Rechenverfahren sind hierfür aus diversen Gründen (z.B. aufgrund der hohen Rechenzeit) nur bedingt geeignet. Deshalb kommen statistische Verfahren, wie beispielsweise das der Statistischen Energieanalyse (SEA) zum Einsatz, welches eine Modellierung des Schallübertragungsverhaltens bis hin zu hohen Frequenzen ermöglicht. Um den Einfluß verschiedener Faktoren auf die Modellgenauigkeit zu diskutieren, wird eine Kastenstruktur in diversen SEA-Modellen nachgebildet und deren Berechnungsergebnisse werden mit Meßwerten verglichen. Insbesondere wird die Sensitivität der verbindungstechnologischen Parameter sowie die der Dämpfungsverlustfaktoren untersucht [3].

## Beschreibung der Kastenstruktur

Die in [1] erstmals vorgestellte Kastenstruktur ist aus sechs Aluminiumplatten, die über Winkelleisten zusammengehalten werden, gebaut. Die Platten sind durch Schrauben an den Winkeln, in denen sich Gewinde befinden, befestigt. Somit ergeben sich „Punkt-Linienverbindungen“, die die Box zusammenhalten. Bei der Konstruktion der Box wurde gezielt darauf geachtet, daß diese den grundsätzlichen Forderungen der Statistischen Energieanalyse, wie z.B. der schwachen Kopplung, genügt [4]. Schwache Kopplung liegt vor, wenn die Dämpfungsverluste innerhalb eines Subsystems größer sind als die Kopplungsverluste. Um diese schwache Kopplung zu gewährleisten mußten die einzelnen Aluminiumplatten teilweise mit einem zusätzlichen Bitumenbelag beklebt werden. Die Deckplatte der Box wurde schräg angeordnet, so daß sich möglichst ein diffuses akustisches Feld im Inneren ausbildet. Der Kasten hat ein Volumen von  $V = 0,591m^3$ . Seine Geometrie und Abmessungen sind in der Abbildung 1 dargestellt.

## Statistische Energieanalyse

Wie der Name Statistische Energieanalyse (SEA) [2] bereits sagt, handelt es sich hier um ein statistisches Verfahren. Strukturen und Schwingungsvorgänge werden mit statistischen Methoden abgebildet. Auf eine exakte zeitliche und örtliche Abbildung der Schwingungsvorgänge wird verzichtet, um die Rechenzeit gering zu halten. Die zu untersuchende Struktur wird in sogenannte Subsysteme zerlegt. Hierbei wird jedoch nicht von konstruk-

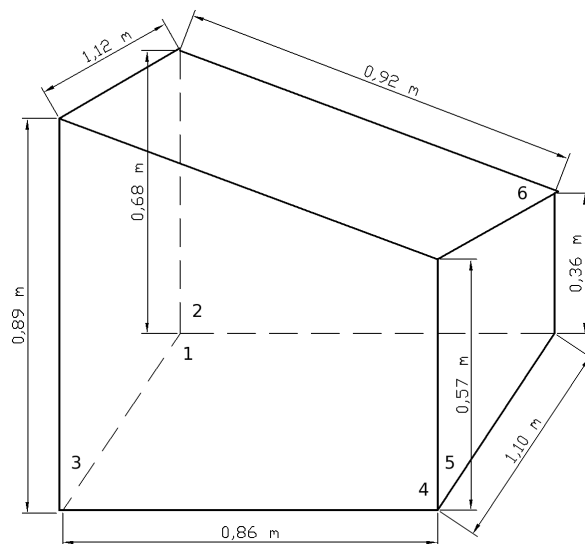


Abbildung 1: Geometrie und Abmessungen des Kastens

tiven Aspekten ausgegangen, sondern vielmehr von gleichen oder ähnlichen Eigenschaften der in der Struktur auftretenden Schwingungen. Die Schwingungsvorgänge in den Subsystemen werden durch den Erwartungswert der mittleren Schwingungsenergie  $W$  charakterisiert. Hat man die Struktur in Subsysteme zerlegt, so gilt es, für jedes Subsystem den zugehörigen Dämpfungsverlustfaktor  $\eta_1$  zu bestimmen. Dieser wird größtenteils durch innere Materialverformungen hervorgerufen. In seine Berechnung gehen die Erwartungswerte der im Subsystem verbrauchten Leistung  $P_{11}$  und der im stationären Zustand vorhandenen Energie  $W_1$  ein.

$$\eta_1 = \frac{P_{11}}{\omega W_1} \quad (1)$$

Für die Kopplung zweier oder mehrerer Subsysteme ist das Maß für die Stärke der Kopplung der Kopplungsverlustfaktor  $\eta_{12}$ . Er bestimmt sich aus dem von der Kopplung verursachten Verlustleistungsfluß von Subsystem eins zu Subsystem zwei  $P_{12}$  und aus den mittleren gespeicherten Energien  $\frac{W_1}{n_1}$  und  $\frac{W_2}{n_2}$ .

$$\eta_{12} = \frac{P_{12}}{\omega n_1 \left( \frac{W_1}{n_1} - \frac{W_2}{n_2} \right)} \quad (2)$$

Hierbei ist  $\omega$  die Kreisfrequenz und  $n_1$  und  $n_2$  sind die Modendichten. Das Verhältnis der Kopplungsverlustfaktoren  $\eta_{12}$  und  $\eta_{21}$  steht im Zusammenhang mit diesen.

$$\eta_{12}n_1 = \eta_{21}n_2 \quad (3)$$

Aus den drei Gleichungen (1), (2) und (3), die die Grundgleichungen der SEA darstellen, läßt sich ein lineares Gleichungssystem erstellen, welches bei Bekanntheit der in die Subsysteme eingespeisten Leistungen, der Dämpfungsverlustfaktoren und der Kopplungsverlustfaktoren den Erwartungswert der mittleren Energie  $W$  jedes Subsystems liefert. Aus diesen Energien der Subsysteme können die oft interessierenden Größen wie Schallschnellepegel und Schalldruckpegel ermittelt werden.

## SEA-Modelle des Kastens

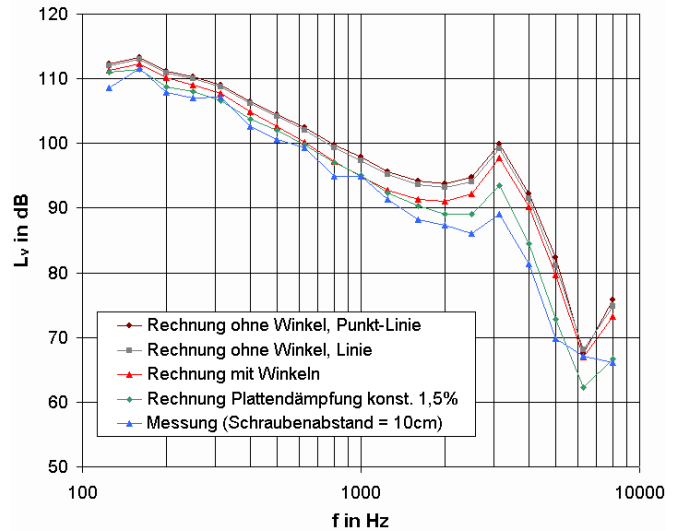
Die Struktur des Kastens wurde in verschiedenen SEA-Modellen nachgebildet. Allen Modellen gemeinsam ist die Modellierung der Kastenstruktur aus acht Subsystemen, ein Subsystem für jede Kastenplatte, eines für den Kasteninnenraum und eines für den Kastenaußenraum. Mittels SEA-Rechnung wird der Frequenzgang des Schallschnellepegels auf Platte eins ermittelt (Abbildung 2). Dieser wird der gemessenen Kurve des Schallschnellepegels gegenübergestellt.

Das erste Modell betrachtet die Verbindung der einzelnen Kastenplatten als starre Linienverbindung. Die Winkelleisten werden nicht berücksichtigt. In die Berechnung fließen lediglich die Dämpfungsverlustfaktoren der Platten ein.

Ein zweites Modell bildet die Verbindungslinien zwischen den Platten korrekt als Punkt-Linienverbindung mit 10cm Schraubenabstand nach. Vergleicht man die Ergebnisse der SEA-Rechnungen dieser beiden Modelle, so stellt sich heraus, daß die Betrachtung der Punkt-Linienverbindung keine wesentlich genaueren Ergebnisse gegenüber der Linienverbindung im Vergleich zur Messung bringt.

Modell Nummer drei berücksichtigt die Winkelleisten. In die Rechnung gehen deren Dämpfungsverlustfaktoren ein. Da, wie anhand der ersten beiden Modelle gezeigt, die Betrachtung der Verbindung als Punkt-Linienverbindung keine größeren Vorteile bringt, wird sich in diesem Modell auf die Betrachtung einer Linienverbindung beschränkt. Die Berücksichtigung der Dämpfungsverlustfaktoren der Winkelleisten bewirken eine Annäherung der berechneten an die gemessenen Schallschnellepegel. Ab etwa 3kHz fällt diese nicht mehr so deutlich aus wie im unteren Frequenzbereich.

Das vierte Modell dient der Untersuchung des Einflusses der Dämpfungsverlustfaktoren. Hierfür werden die Dämpfungsverlustfaktoren der Platten konstant mit 1,5 Prozent angenommen. Auch die Dämpfungsverlustfaktoren der Winkelleisten werden berücksichtigt. Die Verbindungskanten werden als Linienverbindung abgebildet. Die Betrachtung der berechneten Kurve des Schallschnellepegels im Vergleich zu dessen gemessener zeigt, daß die Dämpfungsverlustfaktoren der Platten einen großen Einfluß auf das Modellverhalten haben. Es ist eine deutliche Annäherung an die Meßwerte besonders bei hohen Frequenzen ersichtlich.



**Abbildung 2:** Vergleich der Schallschnellepegel  $L_v$  von SEA-Rechnungen und Messung. Darstellung für Kastenplatte Nr.1

## Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde das Schwingungsverhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen untersucht und die Sensitivitäten verschiedener Modellparameter auf die Genauigkeit des Modells ermittelt. Es hat sich gezeigt, daß die Modellierung der Verbindungslinien als Punkt-Linienverbindungen keine wesentlichen Vorteile gegenüber der Modellierung mit einfachen Linienverbindungen bringt. Weiterhin wurde nachgewiesen, daß die Dämpfungen der Winkelleisten einen großen Einfluß auf das Modellverhalten haben und somit bei der Modellbildung nicht zu vernachlässigen sind. Ebenfalls zu Lasten der Genauigkeit von SEA-Vorhersagen an der Kastenstruktur wirken sich Fehler, die bei der Bestimmung der Dämpfungsverlustfaktoren der Platten gemacht werden, aus.

## Literatur

- [1] B. Knöfel: Vibroakustisches Verhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen. in: Fortschritte der Akustik 2003, S. 568-569.
- [2] Lyon, DeJong: Theory and Application of Statistical Energy Analysis. Second Edition. Butterworth-Heinemann, Boston, 1995.
- [3] J. Giesler: Modellbildung und Sensitivitätsanalyse des Schwingungsverhaltens einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen. Studienarbeit, TU-Dresden, 2004.
- [4] B. Knöfel: Vibroakustisches Verhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen. Diplomarbeit, TU-Dresden, 2002.

# Vibroakustische Messungen an generischen Fahrzeugstrukturen

T. Dietrich-Radt, B. Knöfel und M. Kettlitz

TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, Helmholtzstraße 18, 01062 Dresden,  
Email: dietrich.th@arcor.de, bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de

## Einleitung

Kenntnisse über akustische Eigenschaften von Fahrzeugstrukturen sind unter anderem wichtig, um Voraussagen über ihr schwingungstechnisches Verhalten im Alltag zu ermöglichen. Diese Arbeit gibt einen Überblick über die angewendeten Verfahren (und deren Messergebnisse) zur Messung von Abstrahlgrad und Dämpfungsverlustfaktor an verschiedenen praxisrelevanten Fahrzeugstrukturen. Dazu gehören ein verripptes Fahrzeugbodenblech, eine Sperrholz-Sandwichplatte und eine verrippte Aluminiumplatte.

Die Messungen wurden im Rahmen eines Forschungsprojektes über akustische Simulationsverfahren im Bereich Körperschall [1] durchgeführt. Die daraus resultierenden Ergebnisse sind für hochfrequente Schwingungsberechnungen verwendet worden.

## Versuchsaufbau

Zum Versuchsaufbau (Abbildung 1) gehörten ein Frequenz-Analysator für Anregung und Messwertaufnahme, zwei elektrodynamische Schwingungserreger (Typ 4810 von B&K, Typ 11076 von RFT), jeweils mit Koppelement und Impedanzmesskopf (Typ 8001 von B&K), das zu untersuchende Messobjekt, sowie verschiedene Beschleunigungsaufnehmer (Typ 4503 von B&K). Als Anregungssignal diente bei allen Messungen ein Multisinus mit folgenden Spektrallinien: von 100Hz – 1250Hz in  $\Delta f = 2\text{Hz}$  Abständen und von 1250Hz – 10000Hz in  $\Delta f = 16\text{Hz}$  Abständen.

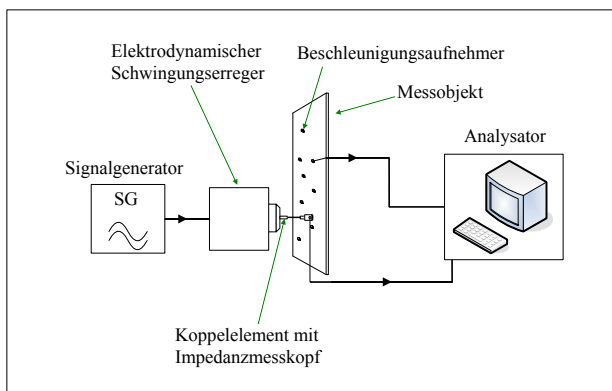


Abbildung 1: Blockschaltbild der Versuchsanordnung

## Messobjekte

Das verrippte Fahrzeugbodenblech stammt aus dem PKW-Fahrzeubbereich und hat eine Größe von 2500mm x 1220mm x 1mm. Die Aluminiumplatte hat die Abmaße 2000mm x 800mm x 2mm und steht stellvertretend für eine

generische Fahrzeugstruktur. Die Sperrholz-Sandwichplatte (BaryVAM) ist ein Verbund aus mehreren Sperrholzschnitten mit einer viskoelastischen Zwischenlage und den Maßen 857mm x 1400mm x 16mm.

Für die Messungen wurden sowohl Fahrzeugbodenblech als auch Aluminiumplatte zur Entkopplung gegen äußere Störeinflüsse an einem Stativverbund mit weichen Federelementen aufgehängt. Die Ankopplung des Schwingungserregers erfolgte in vertikaler Ebene.

Die BaryVAM-Platte dagegen ruhte auf Stahlträgern, die wiederum auf Luftfederelementen lagerten. Die Ankopplung des Schwingungserregers erfolgte für diesen Fall in horizontaler Ebene unterhalb eines Stahlträgers.

Neben Messungen an den drei Grundstrukturen wurden auch Messungen mit praxisrelevanten Strukturänderungen durchgeführt. Dazu zählten: das Aufbringen von Dämpfungsbelag auf das Fahrzeugbodenblech und die Radhäuser sowie das Verschrauben von Versteifungen in Form von T- und I-Profilen an der Aluminiumstruktur.

## Experimentelle Untersuchungen

### Abstrahlgradmessung

Für die Bestimmung des Abstrahlgrades  $\sigma$  wurde nachfolgende Formel zugrunde gelegt:

$$10 \log \sigma \text{ dB} = L_p - L_v + 10 \log \left[ \frac{A}{4S} \right] \text{ dB.} \quad (1)$$

Die Parameter Schalldruckpegel  $L_p$ , Schallschnellepegel  $L_v$  und äquivalente Absorptionsfläche  $A$  wurden experimentell im Hallraum des Institutes für Akustik und Sprachkommunikation der TU Dresden bestimmt.  $S$  ist die gemessene Plattenfläche.

### Dämpfungsmessung

Der Dämpfungsverlustfaktor  $\eta$  lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$\eta = \frac{P}{\omega W}, \text{ mit } W = m \cdot \bar{v}^2. \quad (2)$$

Dabei sind:  $\omega$  = Kreisfrequenz,  $W$  = Energie im Objekt,  $m$  = Masse des Objektes und  $\bar{v}^2$  = gemittelttes Schnellequadrat. Die eingespeiste Leistung  $P$  wurde nach Cremer [2] aus dem Kreuzleistungsspektrum von Kraft und Schnelle am Anregungsort berechnet.

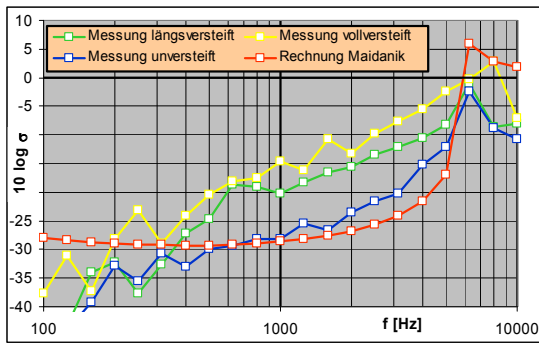


Abbildung 2: Abstrahlmaße Aluminiumplatte

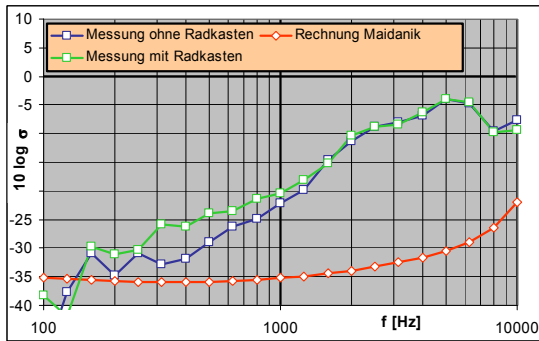


Abbildung 3: Abstrahlmaße Bodenblech

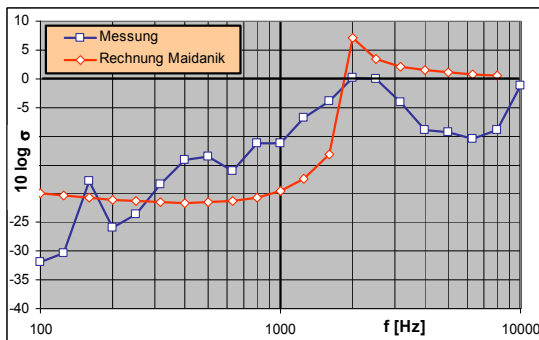


Abbildung 4: Abstrahlmaße BaryVAM

In Abbildung 2 sind die gemessenen Abstrahlmaße der Aluminiumplatte mit und ohne Versteifungen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der prinzipielle Verlauf der Kurve der Messung der unverteiften Aluminiumplatte gut mit dem nach Maidanik berechneten Abstrahlmaß übereinstimmt. Ähnlich Aussagen lassen sich zu den in Abbildung 4 dargestellten Abstrahlmaßen der BaryVAM-Platten treffen, wobei die Messung lediglich einen Einbruch der Schallabstrahlung zwischen 3kHz und 8kHz darlegt. Abbildung 3 zeigt dagegen, dass das gemessene Abstrahlmaß des Bodenbleches doch erheblich vom berechneten abweicht. Das ist vor allem darauf zurückzuführen das im Berechnungsfall zum einen der Einbau der Platte in eine starre Wand vorausgesetzt wurde und zum anderen die Verrippung der Platte, die eine stark erhöhte Schallabstrahlung unterhalb der Plattenfrequenz verursachen kann, nicht berücksichtigt wurde.

Aus Abbildung 5 ist ersichtlich, dass der Dämpfungsverlustfaktor der versteiften Aluminiumplatte vor allem im Bereich 500Hz – 5000Hz wesentlich höher als bei der unverteiften Platte ist. Allgemein lässt sich außerdem sagen, dass die Querversteifungen im Bereich 100Hz – 5000Hz einen höheren Dämpfungsverlustfaktor bewirken als die Längsversteifungen. Abbildung 6 zeigt, dass der

Dämpfungsverlustfaktor beim bedämpften Bodenblech vor allem im Bereich 200Hz – 2500Hz höher ist als beim unbedämpften. Da der Belag nur am Rand aufgebracht worden ist, lässt sich schlussfolgern, dass die Randdämpfung einen großen Einfluss auf die Gesamtdämpfung hat. Abbildung 7 stellt die Dämpfungsverlustfaktoren der BaryVAM-Platte im in-situ-Zustand und frei hängend am Stativverbund dar. Es ist erkennbar, dass die Verkopplung für eine zusätzliche Randdämpfung und somit einem Anstieg der Dämpfung im Bereich 100Hz – 1250Hz sorgt.

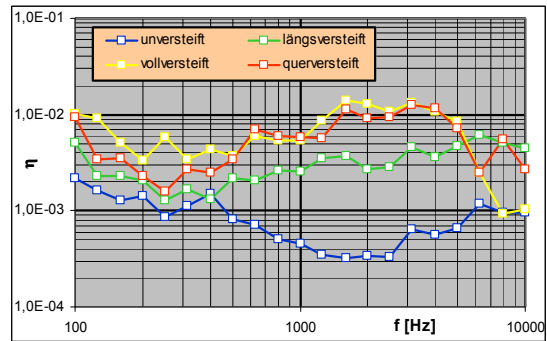


Abbildung 5: Dämpfungsverlustfaktoren Aluminiumplatte

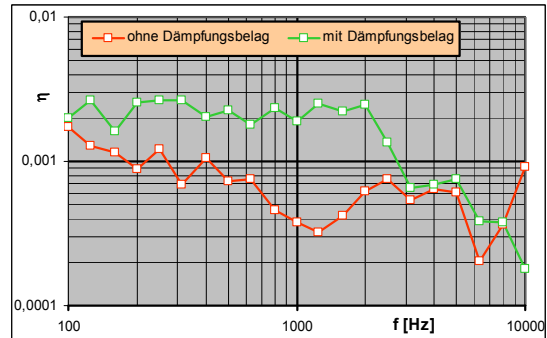


Abbildung 6: Dämpfungsverlustfaktoren Bodenblech

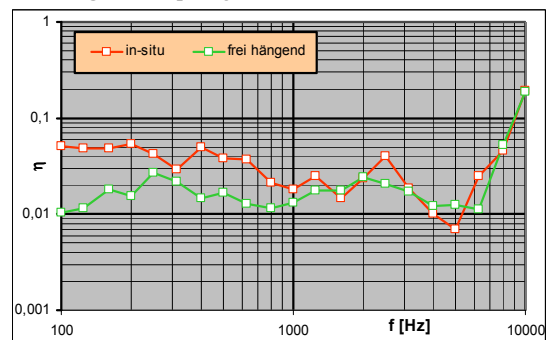


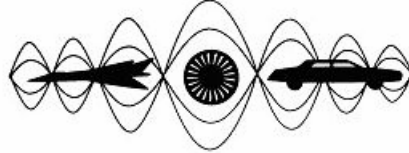
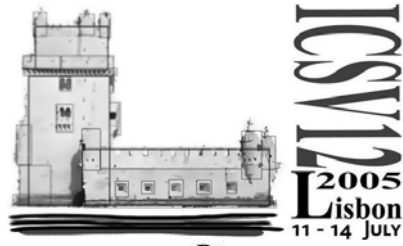
Abbildung 7: Dämpfungsverlustfaktoren BaryVAM

## Förderung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen 19U1074A gefördert.

## Literatur

- [1] Knöfel, B., Dietrich-Radt, T., Sarradj, E.: Ein alternatives Berechnungsverfahren für die Körperschall-Ausbreitung in Fahrzeugstrukturen. In: Fortschritte der Akustik 2005
- [2] Cremer, L., Heckl, M.: Körperschall. 2. Aufl. Springer-Verlag Berlin, 1996



**Twelfth International Congress  
on Sound and Vibration**

## **AEROACOUSTIC MEASUREMENTS AND VALIDATIONS OF NUMERICAL SIMULATIONS FOR THE CASE OF A GENERIC VEHICLE STRUCTURE**

Andreas Zeibig<sup>1</sup>, Stefan Achilles<sup>1</sup>, Andreas Wilde<sup>2</sup>, Murat Sabanca<sup>3</sup> and Jan Delfs<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Institut für Akustik und Sprachkommunikation, TU Dresden  
01062 Dresden, Germany

<sup>2</sup>Fraunhofer Gesellschaft, Institut für Integrierte Schaltungen (IIS)  
Außenstelle Entwurfsautomatisierung  
Zeunerstraße 38, 01069 Dresden, Germany

<sup>3</sup>Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR),  
Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik, Abteilung Technische Akustik  
Lilienthalplatz 7, 38108 Braunschweig, Germany

[andreas.zeibig@ias.et.tu-dresden.de](mailto:andreas.zeibig@ias.et.tu-dresden.de)

### **Abstract**

The aim of the project “Akusim” (part of the German research network “Quiet traffic”) was the numerical simulation of the flow induced noise generation and the radiation with hybrid calculation methods. For this purpose a generic structure (semi-cylinder with triangular wedge) was defined. To validate the results of the numerical simulations, experimental measurements of the flow field as well as the sound field were carried out, which include hotwire measurements, measurements of the wall-pressure fluctuations as well as measurements of the acoustic far field pressure. The results of both measurements and the numerical simulations are compared. Depending on the test conditions (tripping of the boundary layer) the measured sound and flow field data exhibit two different resonances which also show up in two different numerical simulations. To examine the relation between the measured flow field data and sound field data, the correlation between wall pressure fluctuations and acoustic far field pressure was determined. The correlations also show two different resonances and their dependency on the test conditions.

## INTRODUCTION

The research project “Akusim” was started as part of the joint research initiative “Quiet traffic”. Goal of this project was the development of numerical algorithms which allowed the prediction of flow noise during the design of vehicle structures (cars, trams etc.) and a special focus was on the simulation of flow noise by means of wall pressure fluctuations.

During the development stage of numerical algorithms a validation with measured data is crucial. This paper will especially concentrate on measurement techniques for the validation of numerical calculations. These techniques will be demonstrated with the presentation of selected measurement results and with the validation of results of numerical simulations.

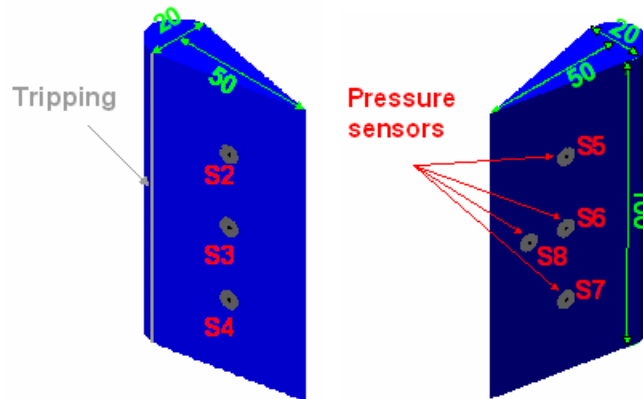


Figure 1: Sketch of the test structure “semi-cylinder with triangular wedge”, dimensions (for the case  $l/d=2.5$ ) and positions of pressure sensors are marked in the graph

## TEST STRUCTURE

Three different test structures were defined within the project “Akusim” with the requirements to represent typical vehicle structures as well as to allow easy variation of certain geometrical parameters during the simulation. One of the selected test structures was a semi-cylinder with triangular wedge, an example for generic vehicle structures that can be found on pantographs, under-carriage components etc. The influence of different wedge lengths on the spectral and directional characteristics of the sound generation was studied. The structure as presented in this publication with diameter of  $d = 0.02$  m and a wedge length of  $l = 2.5 \cdot d = 0.05$  m was expected to exhibit narrow band noise corresponding to a von-Kármán vortex street.

For the model as used during the measurements, special side caps of aerodynamic shape were designed to suppress the generation of vortices on the model’s side edges. Sketches of the model structure are shown in Figure 1 also exhibiting the sensor positions for the measurement of the hydrodynamic wall-pressure fluctuations. The reference sensors were located at the positions S3, S6 and S8. The sensors at the edges of the model structure were used to monitor the flow conditions.

## MEASUREMENT TECHNIQUES

For the measurement of wall-pressure fluctuations special sensors had to be selected. They were required to be placed completely within the small test structure. Also, more than one sensor position should be used for extensive monitoring of the flow regime. Hence the sensors were desired to possess a small size and an attractive prize. The only type of sensor that could fulfill both of these requirements is a generic miniature microphone capsule. Considering the low prize, the quality of these capsules is surprisingly high. But a preselection is necessary in order to obtain a set of sensors with comparable frequency response and sensitivity.

It is also necessary to select the capsules according to the quality of the pressure exchange between the front side and the back side of the capsule's diaphragm. A low delay time is very important in this application. The hydrodynamic static pressure that must be counteracted for is much higher than the acoustic pressure. As a test procedure, the capsules were mounted into a profile with laminar flow conditions. The acoustic frequency response was determined before and after approximately 30min of inflow use. The microphones, that exhibited significant ( $> 1$  dB) differences in the frequency responses (before/after) were sorted out [ACH04].

The remaining capsules could be mounted in the actual test structure, in the wedge of the structure. During the mounting process it was necessary to take care that the capsules were mounted rather slightly pulled back in the structure than overhung. Sensors that overhang do excite more disturbances than sensors that are pulled back [LAN79].

The application of correlation techniques potentially enables the measuring engineer to relate the flow field around an examined structure (the acoustic source) to the acoustic field [MUE02]. Generally, to assess the similarity between two signals in the time domain, the cross correlation function  $R_{xy}(\tau)$  can be used. For stationary and stochastic signals it is defined as

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot y(t + \tau) \cdot dt . \quad (1)$$

Applying a FOURIER transform to eq. (1) delivers the cross spectral density  $G_{xy}(f)$ , which enables the description of the similarity between two signals in the frequency domain. For a practical description it is sufficient, to treat only a single sided spectrum (positive frequencies):

$$G_{xy}(f) = 2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau) \cdot e^{-j2\pi \cdot f \cdot \tau} d\tau \quad f > 0 . \quad (2)$$

With the cross spectral density as defined in eq. (2) the coherence  $\gamma_{xy}^2(f)$  between two signals can be calculated:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)} \quad 0 \leq \gamma_{xy}^2(f) \leq 1 . \quad (3)$$

The coherence will be equal to one if two signals are identical, have a similar time response with different levels or short time delays between each other. But measurements exhibit often coherences  $\gamma_{xy}^2(f) < 1$  due to a superposition of the signals with uncorrelated noises or due to nonlinearities.

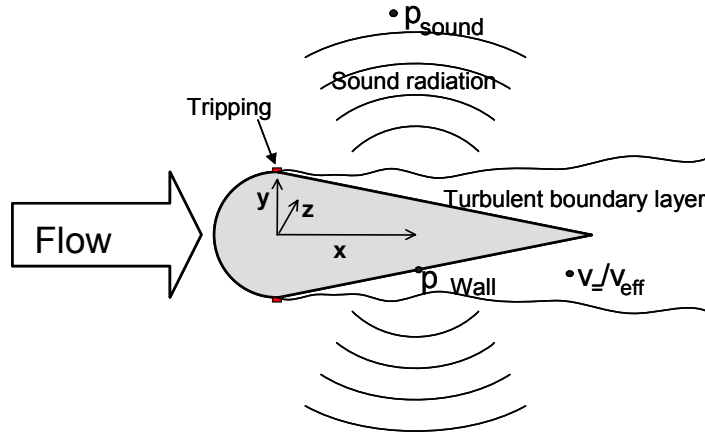


Figure 2: Sketch of the test structure “semi-cylinder with triangular wedge” with inflow position and coordinate system as used for aerodynamic and aeroacoustic investigations

## MEASUREMENT RESULTS

All experimental investigations as presented in this paper were performed in the aeroacoustic wind tunnel at the Institut für Akustik und Sprachkommunikation in Dresden. The measurements and also the simulations were carried out at a flow speed of  $v_0 = 34$  m/s, with / without tripping of the boundary layer respectively and without angle of attack. Further specifications as to the coordinate system and the position of the structure in the flow can be obtained from Figure 2.

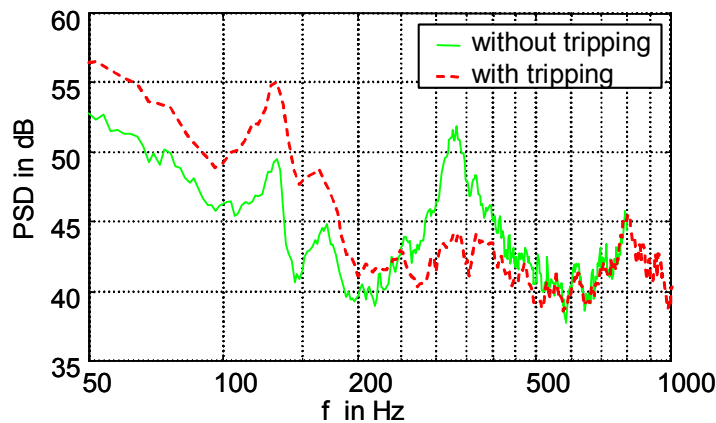


Figure 3: PSD of the sound pressure (measurement at  $P(0, 0.33m, 0)$  according to the coordinate system of Figure 2)



In Figure 3 the spectrum of the measured sound pressure is displayed. It exhibits two significant maxima, at 330 Hz and at 130 Hz. The occurrence of these maxima is strongly dependent on the tripping of the boundary layer of the structure. Without tripping, both maxima are visible and especially the maximum at 330 Hz dominates the frequency response. With tripping, the spectral maximum at 330 Hz has disappeared and the maximum at 130 Hz has a higher level and dominates the frequency response.

The measured frequency response of the wall pressure fluctuations as shown in Figure 4 shows a similar behavior. Without tripping, the frequency response possesses significant higher levels around 300 Hz, with tripping a maximum of 130 Hz is dominant.

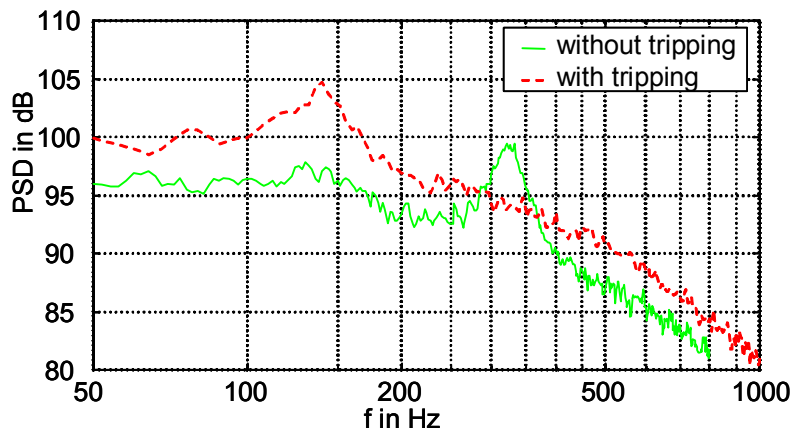


Figure 4: PSD of wall pressure fluctuations, measured at sensor S3 (level ref.  $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ )

Both, sound pressure and wall pressure were recorded simultaneously to estimate the correlation between these signals. Figure 5 shows the coherence between these signals. Also in this graph, two different spectral maxima can be observed: For the measurements without tripping a coherence of app. 0.8 at 330 Hz and for the measurement with tripping a coherence of app. 0.7 at 130 Hz could be measured. That indicates, that the respective spectral maxima (with / without tripping) as discussed before are not only present in both wall pressure spectrum and sound pressure spectrum, but do also contribute to an aeroacoustic sound generation.

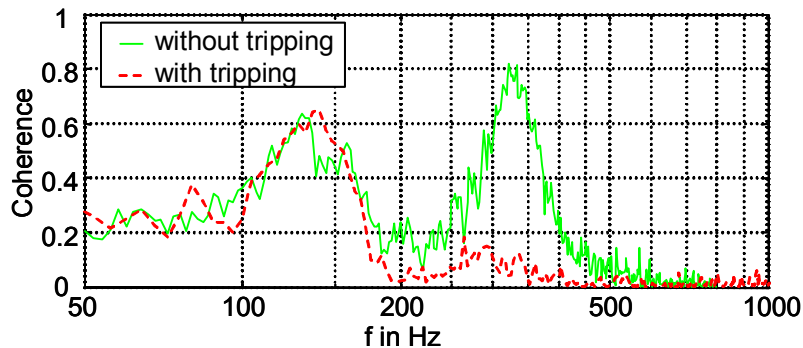


Figure 5: Coherence between sound pressure according to Figure 3 and wall pressure fluctuations according to Figure 4

These measured results show two different mechanisms of sound generation. Without tripping, a spectral maximum of 330 Hz dominates the measurement. Assuming a STROUHAL-number of app.  $Sr = 0.2$  (ref.  $d=0.02m$ ), this spectral maximum can be explained according to a hydrodynamic instability related to the von-Kármán vortex street. This hydrodynamic oscillation does also generate significant sound.

The spectral maximum of 130 Hz exhibited in the results of the measurements with tripping is more difficult to explain. Since the frequencies 130 Hz /330 Hz are no multiple of each other, the problem can not be regarded to higher or subharmonics. A possible assumption is the existence of a coupled hydrodynamic-acoustic oscillation, as discovered by ROSSITER [ROS66] on the example of the flow over an open cavity. A vortex is propagating downstream from the tear-off edge. At the time the vortex is approaching the trailing edge of the structure sound is generated. The sound wave is propagating upstream and approaches the tear-off edge. This triggers the separation of a new vortex after a certain delay time.

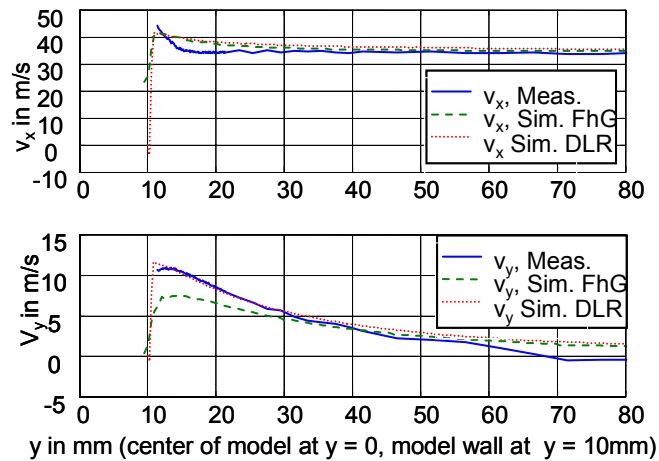


Figure 6: Velocity profile in  $y$ -direction at the tear-off edge, components  $v_x$  and  $v_y$ , comparison between simulations (DLR, FhG) and measurement (IAS)

## VALIDATION OF NUMERICAL SIMULATIONS

The DLR calculations were carried out as hybrid calculations: the flow field was simulated with a RANS (Reynolds-averaged Navier Stokes) calculation using the DLR's code "Flower". The acoustic field was simulated with a LEE (Linearized Euler Equations) using the DLR's code "Piano" [SAB05]. At the Fraunhofer ISS a LATTICE-BOLTZMANN - Simulation of the flow field around the test structure was performed [WIL05].

For a full examination of the flow field around the test structure, hot wire measurements were carried out with triple sensor probes. In Figure 6 a comparison between the results of these measurements and the results of the numerical simulations as mentioned above are shown. The validation is realized at the tear-off edge position, where the vortices separate at the measured model without tripping. The results of simulations and measurement show acceptable agreement.

Discrepancies are mostly due to the different spatial conditions for the flow fields in measurement and simulation: the flow field in the simulation has an infinite expansion, while the flow field in the measurements is restricted to the finite size of the free stream.

Figure 7 shows a comparison between measured (without tripping) and simulated (FhG IIS) wall-pressure spectra. Measurement and simulation show acceptable agreement. The spectral maxima are in the same range (measurement 330 Hz, simulation 300 Hz) and even the level differences between measurement and simulation are less than 5dB.

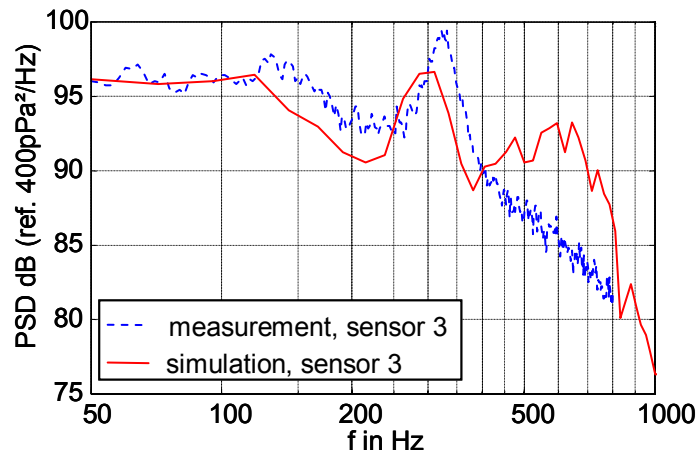


Figure 7: PSD of wall-pressure fluctuations, comparison: measurement (IAS) and simulation (FhG IIS)

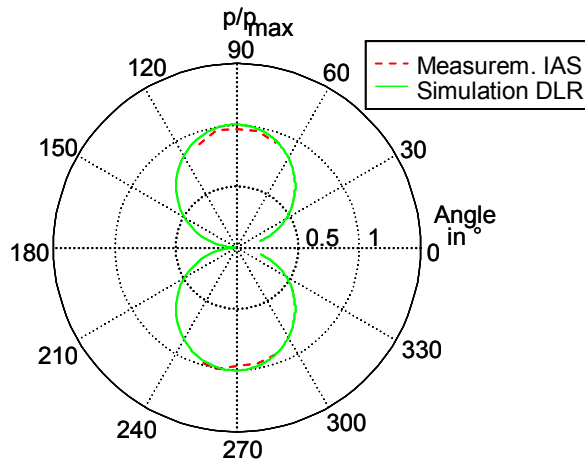


Figure 8: Normalized directional characteristic of sound pressure, comparison: simulation (DLR) and measurement (IAS), examination radius:  $r=0.33m$

In Figure 8 the comparison between measured and calculated (DLR) directional characteristic of the sound radiation is diagrammed. The simulation result shows the typical directional pattern "eight" (dipole character) for an acoustically compact object. At the considered lower frequencies, the structure is small compared to wavelength and can therefore be treated as an acoustically compact object, without

influence on the directional characteristics of the acoustic source. In the measurement result, the “eight” can only be supposed. A full directional pattern could not be measured due to the air stream. But for the examined range of angles the comparison between measurement and simulations shows is in good agreement.

## SUMMARY (OR CONCLUSIONS)

As a typical example for the aerodynamic sound generation on car and train structures a semi-cylinder with triangular wedge was examined in measurements and numerical simulations.

A special sensing method was developed to measure the hydrodynamic wall-pressure fluctuations with low-cost miniature condenser microphone capsules. For a wedge length of  $l=2.5 \cdot d$  two different maxima could be observed in the measured frequency responses of wall-pressure fluctuations and sound pressure. One of these spectral maxima is corresponding to the von-Kármán vortex street, the other one can most likely be regarded to an oscillation mechanism discovered by ROSSITER.

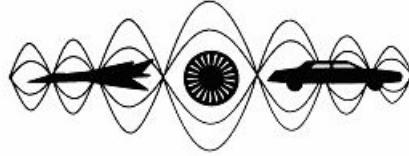
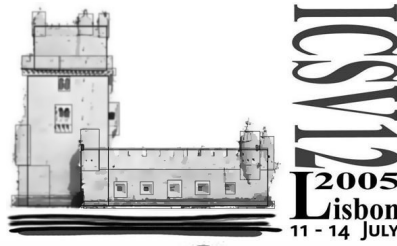
The validation of simulation results with these measurement results shows acceptable agreement. Velocity profiles and wall pressure fluctuations can be predicted with good accuracy. Improvements are indicated in the simulation conditions: the physical reality of a wind tunnel flow (spatially restricted flow field) must be considered in the simulations.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully wish to thank the Bundesministerium für Bildung and Forschung (German Ministry of Education and Research) for kind funding of these investigations during the joint research project “Leiser Verkehr (Quiet traffic)”.

## REFERENCES

- [ACH04] ACHILLES, S.: *Aeroakustische Untersuchungen an umströmten Fahrzeugmodellstrukturen*. Diplomarbeit. TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation, 2004
- [WIL05] WILDE, A.: *Strömungsakustische Simulationen mit dem LATTICE-BOLTZMANN-Verfahren*, Proceedings of DAGA 2005, Munich, Germany
- [SAB05] SABANCA, M., DELFS, J.: *Numerische Untersuchung des Eigenschwingungsverhaltens von generischen Profilen mit Hilfe der CAA*. Proceedings of DAGA 2005, Munich, Germany
- [MUE02] MUELLER, T.-J (Ed.): *Aeroacoustic Measurements*. 1.Auflage. Berlin/Heidelberg. Springer-Verlag, 2002
- [LAN79] LANGEHEINEKEN, T.: *Experimentelle Untersuchung der Wanddruckschwankungen einer ausgebildeten turbulenten Rohrströmung*. Diplomarbeit (Bericht 106). Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen, 1979
- [ROS66] ROSSITER, J.E.: *Wind-Tunnel Experiments on the Flow over Rectangular Cavities at Subsonic and Transonic Speeds*. London, 1966



**Twelfth International Congress  
on Sound and Vibration**

## **MICROPHONE ARRAY MEASUREMENTS FOR AEROACOUSTIC APPLICATIONS**

Andreas Zeibig<sup>1</sup>, Christian Schulze<sup>2</sup> and Ennes Sarradj<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institut für Akustik und Sprachkommunikation, TU Dresden  
01062 Dresden, Germany

<sup>2</sup>Gesellschaft für Akustikforschung mbH  
Stauffenbergallee 15, 01099 Dresden, Germany

[andreas.zeibig@ias.et.tu-dresden.de](mailto:andreas.zeibig@ias.et.tu-dresden.de)

### **Abstract**

A microphone array is an important tool for the characterisation of sound sources in aeroacoustic applications. Often dealing with complex structures and distributed aeroacoustic sources, there are various applications to determine, separate and even analyze the partial sources and their respective SPL on spectral characteristics. In this presentation the setup and application of microphone arrays for aeroacoustic measurements will be discussed.

Firstly, the development and optimization of a microphone array for the application in aeroacoustic measurements on small structures will be demonstrated. Necessary considerations and the deduction of major quality criteria will be explained.

Methods to increase the signal to noise ratio and to determine different mechanisms of sound generation will be demonstrated in consideration of the respective application. These methods include the variation of the measurement conditions as well as advanced array signal processing techniques.

The results of measurements on various aeroacoustic test structures will be presented. These structures represent different types of aeroacoustic sound sources with narrowband (cylinder) and broadband (semi-cylinder with wedge, generic wing profile) frequency behavior.

### **INTRODUCTION**

During various research projects aeroacoustic examinations of small model structures in a wind tunnel were carried out in order to validate numerical simulations. As a

contribution to these wind tunnel examinations it was necessary to obtain information about the position and the strength of the aeroacoustic sources at the test structures. For this purpose a microphone array was set up and a series of measurements was carried out.

In the following section the development and optimization of the array and the signal processing will be described. The application of advanced investigation methods for practical source detection will be demonstrated. Finally, selected results of measurements on aeroacoustic structures will be presented.

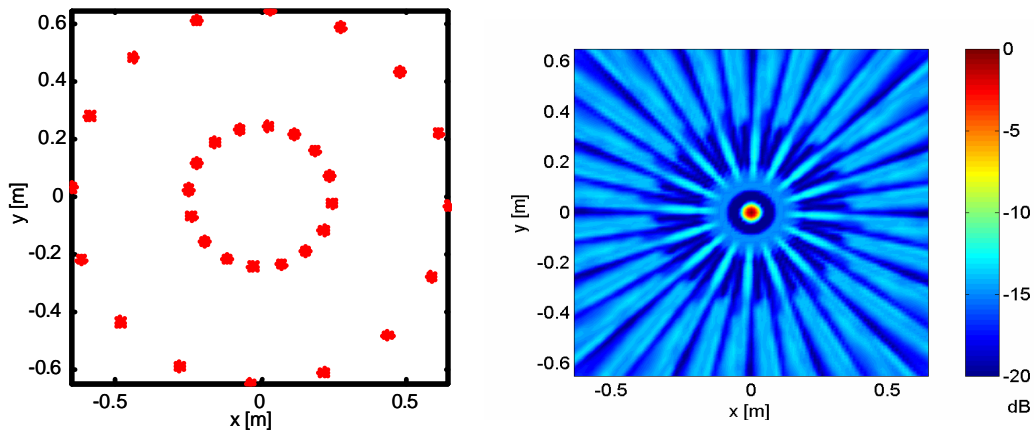


Figure 1: Double ring array: Microphone distribution (left hand side, 32 microphones) and array pattern (right hand side, normalized SPL in dB,  $f_{m,oct}=8000\text{Hz}$ , array-source-distance=1m)

## DEVELOPMENT AND OPIMIZATION OF MICROPHONE ARRAYS

The performance of a microphone array during measurements is strongly dependent on the signal processing but also on the geometrical properties of the array, which can be described using the array pattern. The array pattern is the directional characteristic of the array in an analysis plane with a certain distance to the array plane.

While a lot of array properties, like array dimensions and number of microphones, are limited by the application (in-situ-measurement conditions) and the hardware in use (number of data acquisition channels), the microphone distribution is often the only free parameter, which can be influenced. For comparison of different array patterns, mainly two quality criteria are of interest: the main lobe width (-3dB-width of the array's main lobe, MLW) and the side lobe suppression (signal-to-noise ratio, SNR). For a clear detection of source position and for source separation, a small MLW is necessary while a high SNR means a suppression of spatial aliasing and therefore results in a good suppression of unphysical "ghost images".

To obtain a high SNR and a small MLW, a numerical optimization of microphone geometries was carried out. Different parametric microphone distributions were derived from literature studies and own considerations. The quality criteria of these array patterns were combined into cost functions that were optimized

[Schze2004]. Finally a series of different optimized array geometries was obtained. Even though every one of these optimized array geometries has certain advantages [Schze2005], for the investigations as presented in this publication a microphone distribution was selected, which possesses a good compromise between a small MLW and a high SNR over a wide frequency range. This microphone geometry consisted of 32 microphones, aligned in 2 concentric rings. The microphone distribution and the corresponding array pattern for an examination plane in distance of 1m to the array for the octave band of  $f_{m,oct}=8\text{kHz}$  is shown in figure 1. The microphones were mounted in a reflecting surface to provide defined acoustic boundary conditions. The data acquisition was carried out using two modules of the measurement system MSX 16 of the company Sinus Messtechnik Leipzig.

## SIGNAL PROCESSING

For the evaluation of the array results the measurement software AcoustiCam of the company Akustikforschung Dresden was used. The basic algorithms implemented in this software that were applied to the measurements presented herein shall be briefly explained in the following chapter.

Since the examinations were carried out for sources with a small distance to the array, the near field beamforming algorithm [JoDu1993] was applied. The algorithm is based on the evaluation of the cross spectral density matrix  $S_{xy}$  and the steering vector  $\vec{e}$  for a given steering location  $x$ .  $S_{xy}$  and  $\vec{e}$  are calculated from the  $M$  microphone input signals and the distances between the source and each microphone, respectively. The power spectral density output of the array for a focused steering location can then be expressed in the form

$$S(\vec{x}) = \frac{\vec{e}^H S_{xy} \vec{e}}{M^2} \quad (1)$$

where  $\vec{e}^H$  indicates the Hermitian-transposed of the steering vector  $\vec{e}$ .

To suppress sidelobe fragments the frequency band averaging technique [Zeibig2004] was applied. Since the sidelobe structures of the array pattern are a function of frequency, it is possible to decrease them by summing the magnitude values of the spectral lines of the array's output signal in a certain frequency band. This leads to less ghost images in the later array measurement results.

Another signal processing technique to increase the SNR is the modified correlation method [Bro1999]. For a targeted steering location the disturbance noise information on the individual microphones is mostly uncorrelated. Hence this information is only present in the auto correlation terms of the microphone signals. The noise can therefore be suppressed by eliminating the main diagonal of the cross spectral matrix, obtaining the modified cross spectral matrix  $S_{xy}^0$ . Compensating the limited number of matrix elements, the beamforming algorithm can then be expressed as

$$S(\vec{x}) = \frac{\vec{e}^H S_{xy}^0 \vec{e}}{M^2 - M} \quad (2)$$

Further advanced signal processing techniques like a separation of orthogonal source mechanisms [Sar2005] or a compensation of the elliptic beam shapes in large distances to the array center are not to be discussed in this publication. Instead, practical suggestions for advanced investigation methods during the measurement itself are given.

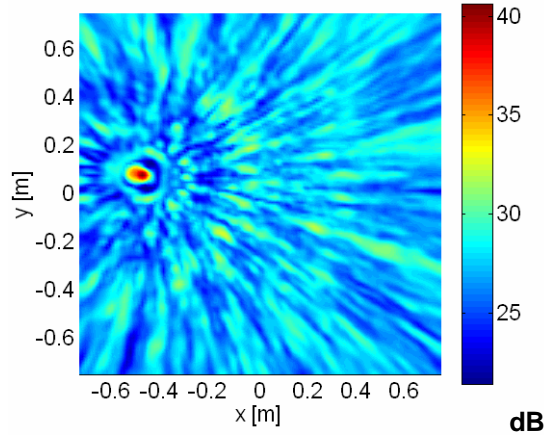


Figure 2: In-situ Measurement in the wind tunnel, without flow and with a point source placed at the location  $P_{x,y}(-0.49m, 0.08m)$  of later test structures (SPL in dB,  $f_{m,oct}=8000Hz$ , array-source-distance=0.8m)

## ADVANCED INVESTIGATION METHODS

In practical array measurements, analogous to single microphone measurements a common way is to vary the measurement conditions in order to obtain acoustic source information. During the recent measurements, two additional investigations were carried out to determine possible disturbance sources in the measurement environment.

The first experiment was a measurement with the array in situ, but without flow and with a point source at the position of the later aeroacoustic sources. This examination delivered information about the sidelobe structures of the array and about possible ghost images during later measurements on test structures. The result of this measurement can be found in figure 2. Clearly visible – the concentric rings of ghost images around the only physical sound source are caused by spatial aliasing effects. These ghost image structures can be found in most of the later measurement results with test structures.

The second experiment was carried out with the empty open jet test section (without test structure). This measurement was intended to determine the location and shape of the wind tunnel nozzle as a disturbance noise source. The measurement



result for a mean flow of  $v_0=38\text{m/s}$  is presented in figure 3. The characteristic shapes of the aeroacoustic sources at the nozzle edges can also be found in the later measurement results with test structures.

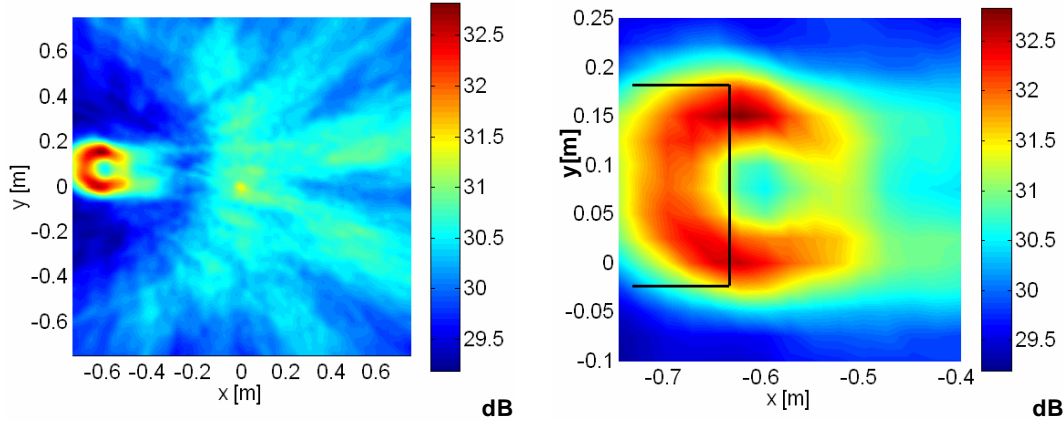


Figure 3: Wind tunnel nozzle as an aeroacoustic source, left hand side: full investigation range, right hand side: zoomed in with marked nozzle position (SPL in dB,  $v_0=38\text{m/s}$ ,  $f_{m,oct}=8000\text{Hz}$ , array-source-distance = 0.8m, without application of correlation method)

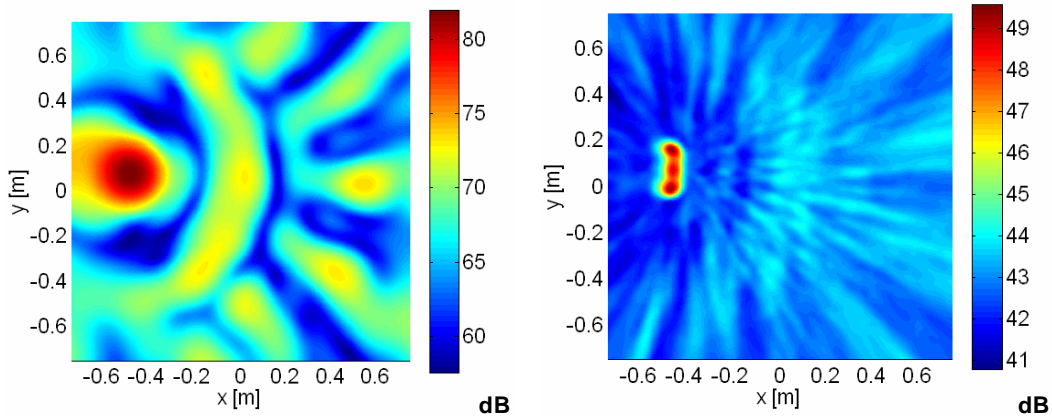


Figure 4: Cylinder as an aeroacoustic source, left hand side: tonal noise -  $f_{m,oct}=2000\text{Hz}$ , right hand side: broadband noise -  $f_{m,oct}=8000\text{Hz}$ , (SPL in dB,  $v_0=38\text{m/s}$  array-source-distance=0.8m, Position of cylinder:  $P_x(-0.49\text{m})$ ,  $D_y(-0.045 \dots 0.245)$ )

## MEASUREMENT RESULTS

Three different aeroacoustic test structures were subject to investigations as described in this publication: a cylinder, a semi-cylinder with triangular wedge and a generic aerodynamic profile NACA0012.

The first test structure was a cylinder with a diameter of  $d_{cyl} = 4.5\text{mm}$ . For this structure the noise of a von-Kármán vortex street dominated by a resonance of  $f_{r,cyl}=1700\text{Hz}$  (and perhaps it's harmonics) at a wind speed of  $v_0=38\text{m/s}$  but also slight

broadband noise content (for high Reynolds numbers as in this examination) was expected. In figure 4 the result of this measurement is presented for two different frequency ranges. At the left hand side, the result in the octave band of  $f_{m,oct}=2000\text{Hz}$  is shown. In this frequency range the major aeroacoustic source mechanism is the von-Kármán vortex street. Due to the resonant behavior, a high SPL can be measured. But the spatial resolution of the array is limited due to a high MLW and no detailed information about the source region can be given. On the right hand side of figure 4 the result in the octave band of  $f_{m,oct}=8000\text{Hz}$  is presented. The SPL is much lower, but still a source area can be recognized due to the broadband noise which is also generated at cylinders in flow. For such high frequencies, the spatial resolution of the array is better and more information about the source shape can be obtained from this graph. The major sound generation in this frequency range does not seem to occur due to the interaction of the free stream with the cylinder but due to the interaction of the free stream shear layer with the cylinder since the major sources are located at the borders of the source area.

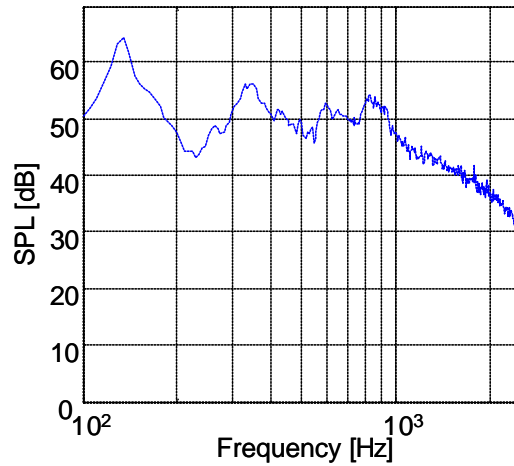


Figure 5: Spectrum of the array output for position in source region, semi-cylinder with wedge  $l/d=2.5$  ( $v_0=34\text{m/s}$ , array-source-distance= $0.8\text{m}$ )

The second test structure was a special case of the cylinder examined before. It consisted of a semi-cylinder with a triangular wedge [Zei2005]. This structure was a generic test case in the project “Quiet traffic” and chosen to examine the aeroacoustic source mechanisms of typical car and tram structures (under-carriage components, pantograph etc.). The test structure as presented in this publication possesses a diameter of  $d=0.02\text{m}$  and a wedge length of  $l=2.5\cdot d=0.05\text{m}$ . The spectrum of the sound sources at this structure (see figure 5) is of rather broadband character but did also show slight resonances at very low frequencies, one of them representing the source mechanisms of a von-Kármán vortex street ( $f_1=330\text{Hz}$  for  $v_0=34\text{m/s}$ ) and the other one ( $f_2=130\text{Hz}$ ) is yet not totally cleared up. The sound field maps for the semi-cylinder with wedge are shown in figure 6. An array “snapshot” at low frequencies was not possible due to the large MLW. Therefore the examinations were carried out in two higher octave bands, which promised representative results. The underlying photographs indicate the position of the test structure during the measurements. For

an octave band of 2 kHz as shown on the left hand side, the major sound source at the trailing edge of the structure can be clearly recognized, even though the spatial resolution is limited. For an octave band of 8 kHz the influence of the mounting cylinder is visible. The major sound sources are now located at the places, where these cylinders cross the shear layer of the free stream.

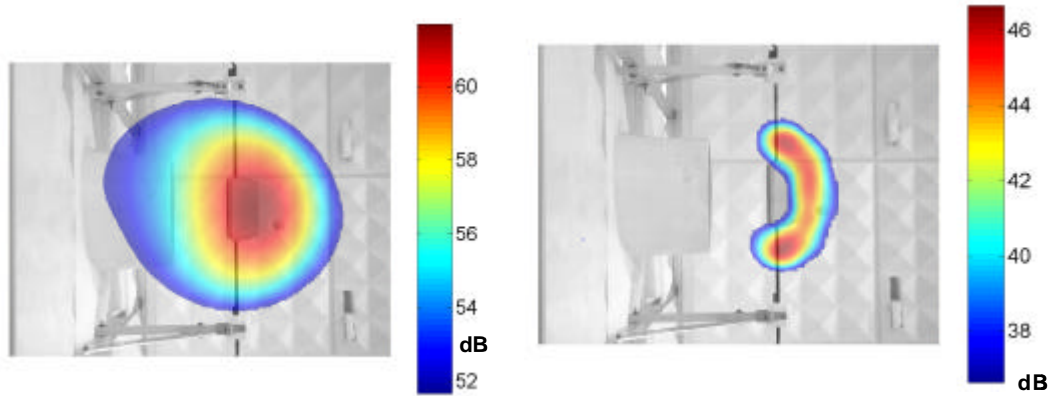


Figure 6: Array measurement on a semi-cylinder with wedge, left hand side:  $f_{m,oct}=2000\text{Hz}$ , right hand side:  $f_{m,oct}=8000\text{Hz}$  (SPL in dB,  $v_0=34\text{m/s}$ , array-source-distance= $0.8\text{m}$ )

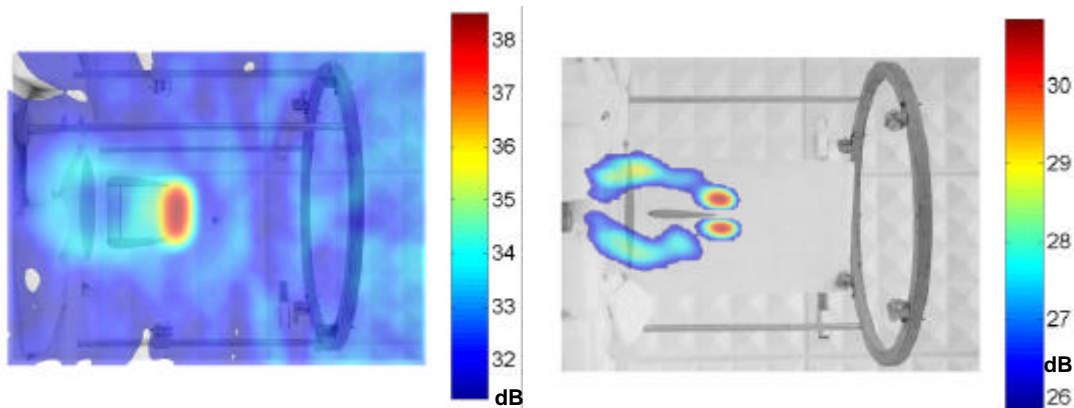


Figure 7: Array measurement on a NACA0012 profile, left hand side: side view, right hand side “Cross sectional view” (SPL in dB,  $v_0=38\text{m/s}$ , array-source-distance= $0.8\text{m}$ )

The third test structure to be presented herein is a generic aerodynamic profile NACA0012 which was a test structure in the project “SWING+”. This structure showed pure broadband frequency behavior, so only the octave band of 8 kHz will be examined, since in this frequency range a small MLW and a reasonable SNR can be obtained. The results of these investigations are shown in figure 7. Again, the position of the test structure during the measurements is indicated by an underlying photograph. The side view of the NACA0012 is shown on the left hand side. The spatially sharp limited cylindrical source area at the trailing edge of the profile is clearly visible. By turning the setup about an angle of  $90^\circ$  the “cross sectional view” of the profile could be obtained (right hand side of figure 7). In this view the source areas at both sides of the profile are visible, forming an aeroacoustic dipole. In this

direction the aeroacoustic source has a very low sound radiation. So in this graph also the nozzle as a disturbance source can be recognized (left side, see also figure 3).

## SUMMARY

A microphone array was developed and optimized for measurements on aeroacoustic model structures. The frequency domain near field beamforming algorithm was applied in combination with frequency band averaging and a modified correlation method. The sidelobe structures of the array in situ and the nozzle as an aeroacoustic disturbance source could be determined by preliminary measurements.

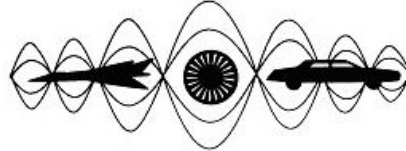
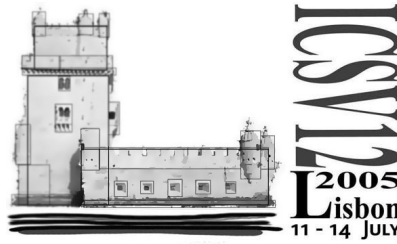
Three different aeroacoustic test structures (cylinder, semi-cylinder with wedge, NACA0012) were examined. The structures showed individual frequency behavior from tonal to broadband noise sources. The dominating sound sources were mostly located on the trailing edges of the structures. An additional, critical disturbance source during the measurements on the test structures was the interaction of the shear layer of the free stream with the test structure itself or with its mounting system.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully wish to thank the “Bundesministerium für Bildung und Forschung” (German Ministry of Education and Research) and the “Deutsche Forschungsgemeinschaft” (German research foundation) for kind funding of these investigations during the joint research projects “Leiser Verkehr (Quiet traffic)” and SWING+ (Simulation of Wing-Flow Noise Generation). The authors would also like to thank the company “Sinus Messtechnik Leipzig” for kind support.

## REFERENCES

- [Bro1999] Brooks, T, Humphreys, W.: *Effect of directional array size on the measurement of airframe noise components*, Proceedings of 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Bellevue, WA, USA, Mai 12-15, 1999
- [JoDu1993] Johnson, D. H., Dudgeon, D. E.: *Array signal processing - concepts & techniques*. Prentice Hall, NJ, 1993
- [Schze2004] Schulze, C.; Sarradj, E.; Zeibig, A.: *Characteristics of Microphone Arrays*. Proceedings of Internoise 2004, Prague, Czech Republic
- [Schze2005] Schulze, C., Sarradj, E., Zeibig, A.: *Unterschiedliche Mikrofonanordnungen bei praktischen Arraymessungen*. Proceedings of DAGA 2005, Munich, Germany
- [Sar2005] Sarradj, E., Schulze, C., Zeibig, A.: *Einsatz eines Mikrofonarrays zur Trennung von Quellmechanismen*. Proceedings of DAGA 2005, Munich, Germany
- [Zei2004] Zeibig, A.; Schulze, C.; Hübelt, J.: *Microphone array measurements for aeroacoustic investigations using a frequency band averaging method*. Proceedings of CFA/DAGA 2004, Strasbourg, France
- [Zei2005] Zeibig, A., Achilles, S., Wilde, A., Sabanca, M., Delfs, J.: *Aeroacoustic measurements and validations of numerical simulations for the case of a generic vehicle structure*. Proceedings of ICSV12, July 14<sup>th</sup> – 14<sup>th</sup> 2005, Lisbon, Portugal



**Twelfth International Congress  
on Sound and Vibration**

## **HIGH FREQUENCY VIBRATIONS: AN ALTERNATIVE METHOD TO COMPUTE STRUCTURE-BORNE SOUND TRANSMISSION**

Björn Knöfel<sup>1</sup>, Ennes Sarradj<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Technische Universität Dresden  
Institut für Akustik und Sprachkommunikation  
01062 Dresden, Germany

<sup>2</sup>Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Stauffenbergallee 15  
01099 Dresden, Germany

[bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de](mailto:bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de)

### **Abstract**

Within the last years, a lot of extensions to Statistical Energy Analysis (SEA) as well as alternative computation methods to SEA have been formulated and presented. During this investigation, one of the latter objective, the High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), has been tested for its general usability of predicting high frequency vibrations of generic vehicle structures. Its theory follows Huygens's principle and starts from the superposition of primary sources present on the real structure and of secondary sources which are located at the structure's boundary. In order to compare HFBEM to measurements of vehicle structures, three generic structures were defined: a floor panel of a vehicle with attached wheelhouses, a ribbed plate and a high floor region of a train. During the HFBEM computations, each of the generic structures is modeled in 2d subcomponents, where the calculation of the transmission coefficients between subcomponents also allows to consider point – line connections, which occur e.g. at spot-weld connections. In addition to the prediction of the structural vibrations, HFBEM has also been tested for its convergence to SEA. Generally it can be stated, that both SEA and HFBEM agree very good. For reasonably good agreements between computations and measurements, one focus lies in the correct estimation of the damping loss factor (DLF), which is crucial to SEA and HFBEM. In the HFBEM calculation it is also necessary to take a boundary damping into consideration, which is derived from measurements of structural damping and sound radiation. At high damping

rates ( $\eta > 1 \%$ ), the HFBEM prediction is much more differentiated than SEA and agrees well to measurements, while at very low damping rates ( $\eta < 0.1 \%$ ) HFBEM cannot predict characteristically energy distributions which are beyond the SEA predictions.

## INTRODUCTION

Vibration prediction is a usual task not only during the design process of vehicles, but also in many other fields of engineering. At high frequencies, Statistical Energy Analysis (SEA) has been used successfully for decades. Sometimes one is interested in a more detailed vibration prediction than SEA can provide, and so several alternative vibration prediction methods are utilized. In this project, research has been undertaken concerning the usability of the High Frequency Boundary Element Method (HFBEM) as a vibration prediction method for vehicle structures at high frequencies. To compare SEA and HFBEM, three characteristic vehicle reference structures were used, where calculations and measurements took place.

## THEORY

Huygens principle states, that the energy field in a finite system can be written as superposition of primary sources which are physically present on the system and of secondary sources which are located on the finite system's boundary. This approach [1] leads to an integral equation for the boundary source strengths  $\sigma_i$

$$\sigma_i = -\frac{\rho\gamma_n}{\gamma} \left( \sum_{j=1}^{N_s} P_{in,j} \mathbf{H}(S_j, Q_i) \mathbf{n}_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \sigma_j f(\mathbf{u}_{Q_i Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j \mathbf{H}(Q_j, Q_i) \cdot \mathbf{n}_i \right) \quad (1)$$

where  $\rho$  denotes the reflection coefficient,  $\gamma_n$  the full space angle and  $\gamma = 2$  (cosine directivity of the boundary sources and 2 dimensional space).  $P_{in,j}$  denotes the source strengths of the  $j$  primary sources,  $\mathbf{H}(S_j, Q_i)$  indicates the fundamental function at a point  $Q_i$ ,  $\mathbf{n}_i$  is the normal vector of the boundary element  $i$  and  $A_j$  corresponds to the length of the boundary element  $j$ . The boundary sources consider a directivity function  $f(\mathbf{u}_{Q_i Q_j}, \mathbf{n}_j)$  which is equal the cosine of the angle between the boundary's normal vector and the emission direction.

The energy density  $w(M)$  at each point inside the finite system (except the position of the primary sources) can be obtained after solving equation (1):

$$w(M) = \sum_{j=1}^{N_s} P_{in,j} G(S_j, M) + \sum_{j=1}^N \sigma_j f(\mathbf{u}_{M Q_j}, \mathbf{n}_j) A_j G(Q_j, M) \quad (2)$$

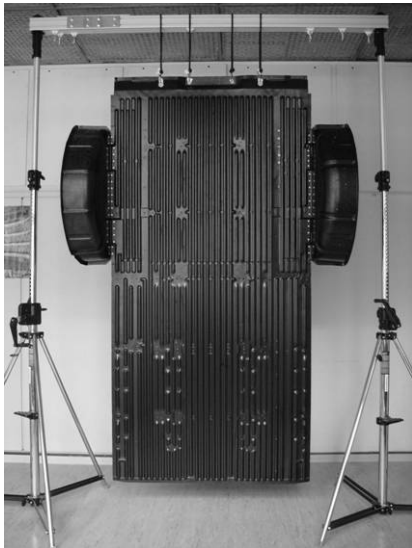
(1) and (2) have been implemented in a computer code using the python programming language.

## REFERENCE STRUCTURES

Three reference structures out of different vehicle branches were defined and constructed. The vibration measurements on these structures serve as a reference to the predictions of HFBEM and SEA.

### Floor panel of a vehicle

Figure 1 shows the floor panel of a Volkswagen T4 vehicle. The picture also displays the two wheelhouses which are screwed to the panel in this investigation. Screw diameter and distance were chosen according to a spot-weld connection, which is used during the construction process at Volkswagen.



material	steel
length	2.50 m
width (without wheelhouses)	1.22 m
thickness	1 mm
density	7800 kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	2.1E11 N/m <sup>2</sup>
Poisson's ratio	0.3

The floor panel and both wheelhouses are stiffened in longitudinal and radial direction respectively as can be seen in Fig. 1. The structure has been suspended to soft springs to minimize energy exchange with its surrounding.

*Fig. 1: Floor panel with attached wheelhouses*

As a variation of the present structure, the boundary of the floor panel and both wheelhouses are covered by a 2 cm wide damping layer of 2 mm thickness. This additional damping should simulate some of the boundary damping which occur when the panel is mounted in the vehicle.

### Generic ribbed plate

A second generic vehicle structure out of the commercial vehicle branch is a ribbed plate. Within the investigations, the configuration started with a bare aluminum plate which is stiffened later on in longitudinal, then in transversal and finally in both, longitudinal and transversal directions. Figure 2 and 3 display the structure with all stiffeners screwed on. Again, measurements were taken with the structure being suspended to soft springs like in the floor panel configuration above.

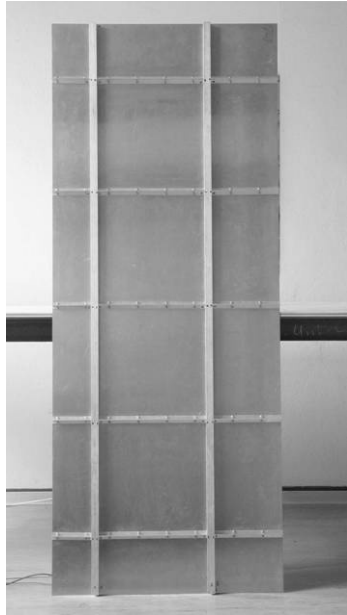


Fig. 2: Aluminum plate with longitudinal and transversal stiffeners



Fig. 3: Stiffener detail

material	aluminum
length	2 m
width	0.80 m
thickness	2 mm
density	2700 kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	7.1E10 N/m <sup>2</sup>
Poisson's ratio	0.34

### High floor region of a regional train

Two steel double-I-beams form the basement of a high floor region of a regional train (fig. 4). The two parallel beams freely support four sandwich panels, which consist of several layers of plywood with a core of thermoplastics.

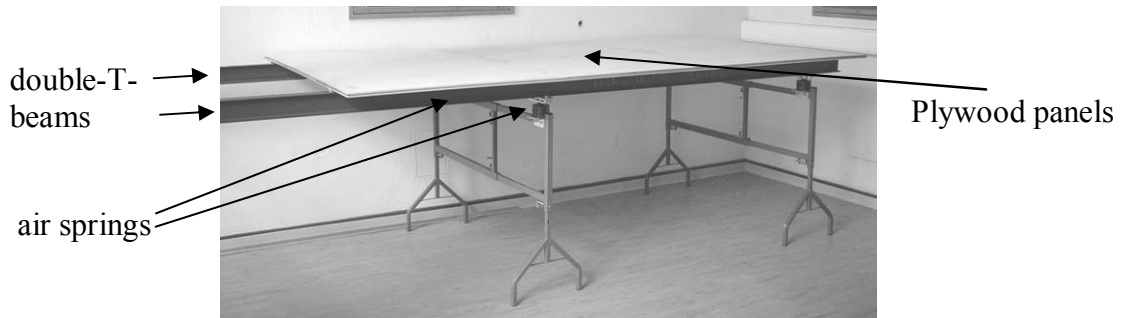


Fig.4: High floor region of regional train

material	plywood / sandwich
length (4 plates)	3.50 m
width	1.40 m
thickness	16 mm
density	1040 kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	5.4E9 N/m <sup>2</sup>
Poisson's ratio	0.25

To prevent structure-borne sound from being transmitted from the steel beams to the sandwich plates, there is an intermediate layer of elastomer between beams and plates. Both steel beams are fixed to air springs, which prevent the structure from being grounded.



## CALCULATIONS

The HFBEM and SEA calculations were undertaken with 2-dimensional and isotropic models of the reference structures, where each of the wheelhouses of the floor panel was also represented as a 2 plate configuration with 1 side plate and 1 cover plate (fig. 6). All reference structures are divided into several subsystems according to the presence of junctions (floor panel and wheelhouses: 5 domains; train high floor region: 4 domains; ribbed plate: 1 domain [no stiffeners], 3 domains [longitudinal stiffeners] 6 domains [transversal stiffeners], 18 domains [totally stiffened]). The results of calculations and measurements are in form of a Frequency Response Function  $FRF = 10 \log (v^2 Z_0 / P)$  dB, where  $P$  denotes the shaker input power in W,  $v$  the structure's velocity in m/s and  $Z_0$  a unit impedance with a value of 1 Ns/m.

## MEASUREMENTS

### DAMPING

For HFBEM and SEA it is crucial to get an exact knowledge of the structural damping. The Power Injection Method (PIM) has been used to determine the frequency dependant damping loss factor  $\eta$  (Fig. 5).

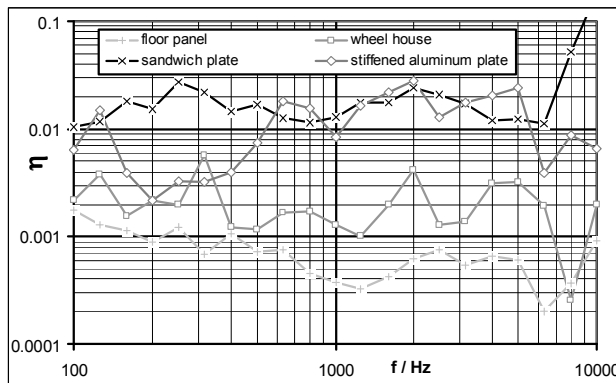


Fig. 5: Damping loss factor of reference structures

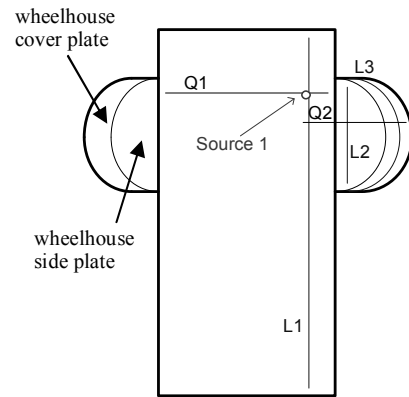


Fig. 6: Paths of the floor panel configuration

### FLOOR PANEL

Two transversal (Q1, Q2) and three longitudinal (L1, L2, L3) paths were examined in calculations and measurements (fig. 6). As an outline, results will be presented for the Q2 path, which crosses the three domains floor panel, side plate and cover plate of the right wheelhouse. Figures 7 and 8 illustrate the Q2 path at 8 kHz with and without additional boundary damping.

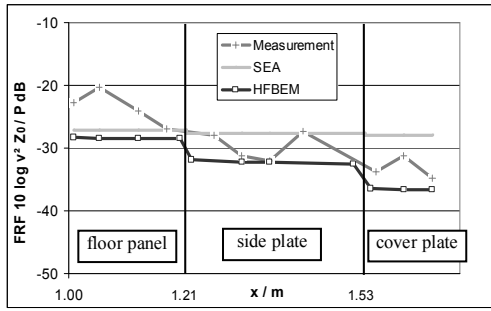


Fig. 7: Q2 at 8 kHz, no boundary damping

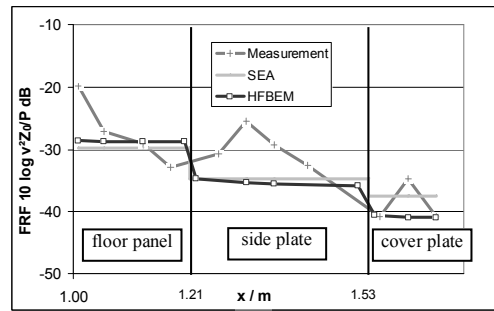


Fig. 8: Q2 at 8 kHz, with boundary damping

It can be seen, that the boundary damping decreases the vibration of the panel and especially of the cover plate from the wheelhouse. HFBEM and SEA are close to each other and to the measurements in the damped case. However, without boundary damping the HFBEM slightly underestimates the vibration level of the structure but its level decrease is in good accordance to the measurement of Q2. In the absence of damping SEA cannot predict the appropriate level decrease (floor panel - side plate - cover plate wheelhouse).

### Generic ribbed plate

In Figure 9, the aluminum plate is shown with longitudinal and transversal stiffeners. Three different configurations were used to examine the effect of the stiffeners on the vibrations of the structure. The first case considers no stiffeners, the second one transversal stiffeners and in the last case the plate is totally stiffened.

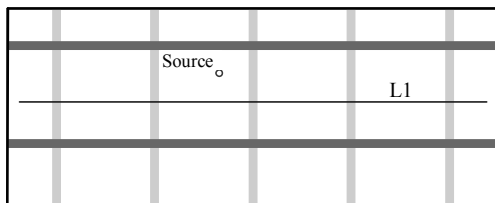


Fig. 9: Totally ribbed plate

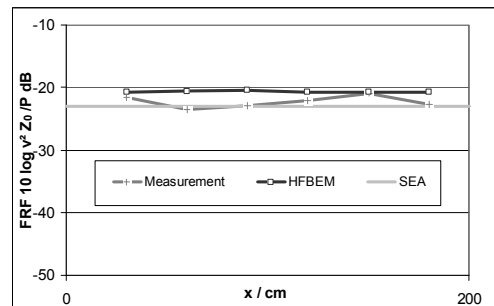


Fig. 10: L1 at 4 kHz, no stiffeners

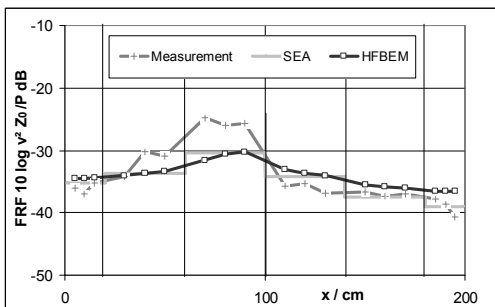


Fig. 11: L1 at 4 kHz, transversal stiffeners

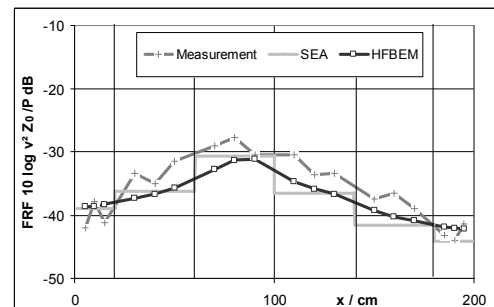


Fig. 12: L1 at 4 kHz, totally stiffened

The source is slightly left of the center and the path L1 was used to compare the calculated FRF's to measurements. From figures 10 to 12 it can be observed that the more stiffeners are present on the plate, the less the vibration level (FRF) gets. In the case of no stiffeners (fig.10) there is no distinctive velocity distribution visible because the plate vibrates as a whole. Transversal stiffeners first introduce a level decrease from the source to the boundary regions of the plate. Totally stiffened the aluminum plate has got the highest damping within the investigations where HFBEM predicts a reasonably good estimate of the vibration level distribution of each sub-area. Especially for subsystems close to the source SEA predicts a reliable average of the vibration levels.

### High floor region of regional train

An electrodynamic shaker excited one steel beam to bending waves. The maxima of the frequency dependent eigenfrequencies of that steel beam were used to obtain the different source positions and strengths for the HFBEM and SEA calculations (fig. 14). Interesting to see is, that the expected FRF maxima at  $x = 175$  cm did not occur, because it is most likely suppressed by the steel fixing to the center air spring. In the configuration, the elastomer (*Sylomer*) layer between steel beams and sandwich plates has not been present.

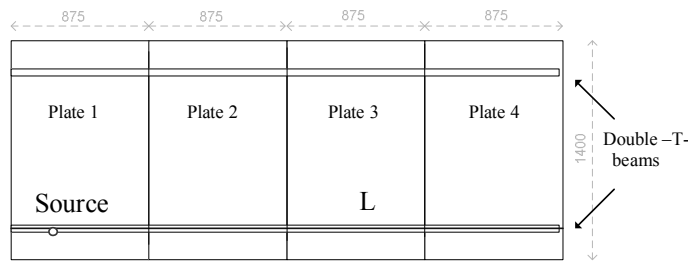


Fig.13: Path L on sandwich plates

Although there has been existing some simplifications in the calculation model (isotropic plates, empirical source estimation), HFBEM and measurements are of good correspondence, while SEA underestimates the average measured vibration FRF's by approximately 3 dB (fig.15).

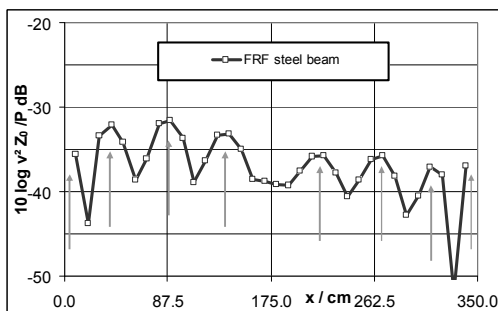


Fig. 14: beam eigenfrequencies at 1 kHz

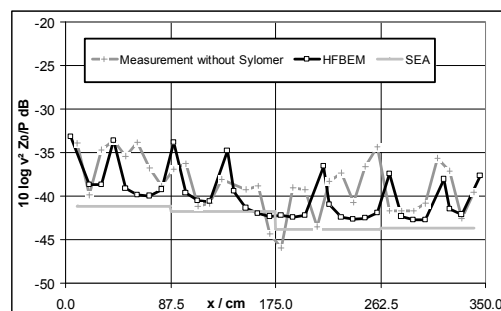


Fig. 15: path L at 1 kHz

## SUMMARY

The High Frequency Boundary Element Method (HFBEM), a SEA-alternative method, has been successfully investigated concerning its usability for high frequency vibration predictions. Three different generic vehicle structures were used to validate the calculations with measurements. In comparison to SEA, the more complex HFBEM calculation obtains a more distinctive knowledge of the vibration distribution especially when the structural damping is larger than 0.1 %. At very low damping rates (smaller than 0.1 %) HFBEM is of the same quality like SEA. Calculations have been undertaken in 2-d isotropic models and they agree good to measurements of the generic structures. Important for HFBEM and SEA is the correct estimation of the damping loss factors of the structures what is one of the most crucial points in all of the calculations. When subject to structural changes (aluminum plate with different ribs, damped floor panel), HFBEM and SEA predict a vibration level close to the measurements, while the first achieves a good level decrease from the source to the structural boundaries. Finally, one can state that HFBEM provides a deeper insight in the vibrational behavior of structures especially at higher damping while SEA with its averaged energies is sufficient to use at low damping rates because of its very fast and straightforward computation.

## ACKNOWLEDGMENTS

The reported investigations have been financially supported by the BMBF<sup>1</sup> under the support number 19U1074A. This funding is gratefully acknowledged.

## REFERENCES

- [1] LE BOT, A.: "A vibroacoustic model for high frequency analysis", *J. Sound Vib.* **211** (4), p. 537-554 (1998)
- [2] SARRADJ, E. "High Frequency Boundary Integral Method as an Alternative to Statistical Energy Analysis" 10th International Congress on Sound and Vibration Stockholm, 2003, p.1131-1138
- [3] KNÖFEL, B., SARRADJ, E. "An alternative method to compute High Frequency Structure Borne Sound in Automotive Structures. 11th International Congress on Sound and Vibration 2004, Skt. Petersburg, p. 3257-3264

---

<sup>1</sup> Bundesministerium für Bildung und Forschung

# Calculation of sound generation and radiation from instationary flows

Andreas Wilde

*Fraunhofer Institut für Integrierte Schaltungen, Außenstelle EAS Zeunerstr. 38, 01069  
Dresden*

---

## Abstract

The Lattice-Boltzmann method (LBM) for simulation of low Mach number flows is evaluated for the application in flow acoustics. By linearization and von-Neumann analysis quantitative measures for the accuracy of phase speed and attenuation of low amplitude sound waves in presence of a mean flow are derived. It is shown that only phase errors are relevant when simulating sound waves in the audible frequency range in air. For the two dimensional 9 bit model and the three dimensional 19 bit model the phase speed error is below 0.1% (1%) as long as the wave is resolved with at least 34 (12) points per wavelength. The LBM is applied to the problem of a Helmholtz resonator under a grazing flow and to the trailing edge noise generation problem. The results clearly demonstrate the ability to reproduce relevant flow acoustic effects.

---

## 1 Introduction

With the availability of powerful computers the numerical prediction of sound generation and radiation from turbulent flows became an intensively studied discipline. Usually the strategy is to separate the flow problem from the acoustic problem and compute the solution of either problem with a special solver. The solution of the flow problem provides information on sources of sound for the acoustic problem, while the acoustic field is assumed to have no influence on the flow field. The schemes employed for the flow problem usually exhibit high damping of sound waves to maintain stability. The schemes used for the acoustic solution often provide inviscid or linearized approximations.

The Lattice-Boltzmann method (LBM) was known from its beginning to be able to describe the propagation of sound waves. However, the use of LBM in flow acoustics was explored only by a small number of authors. Skordos simulated 2d sound generation in a flue organ pipe using a simple LBM on a cluster of workstations [1]. Buick et al. studied the propagation of high amplitude sound waves and compared the results with theoretical predictions based on Burgers equation [2]. While

both authors found good agreement between the results from LBM and theoretical or experimental data, little information on theoretical properties of sound wave generation and propagation capabilities of the Lattice-Boltzmann scheme is given. Lallemand and Luo studied the wave propagation properties of several Lattice-Boltzmann schemes focused on the Multiple-Relaxation-Time model, which provides better stability than the standard single relaxation time LBM [3, 4]. The present work follows the approach described there to linearize the equilibrium distribution function in order to obtain information on properties of the standard LBM by von-Neumann analysis. In contrast to Lallemand and Luo, here the resulting eigenvalue problem is solved numerically for the single relaxation time D2Q9 and D3Q19 models.

To evaluate LBM for generation of sound from instationary flows two benchmark problems were studied. The first case which consists of a Helmholtz resonator cavity in a flat plate under a grazing flow was studied as a benchmark problem at the 3rd Computational Aeroacoustics (CAA) workshop on benchmark problems [5, 6, 7, 8] and with a similar geometry by Mallick et al. [9], who found good agreement of simulated results with data from a wind tunnel experiment after rescaling. The second test case was the interaction of a vortex with the trailing edge of a semi infinite flat plate. This case has been studied intensively over a period of more than 30 years [10, 11].

This paper is organized as follows: Section 2 gives a theoretical derivation of acoustic properties of the standard D2Q9 and D3Q19 single relaxation time Lattice-Boltzmann (LBGK) models based on the linearized equilibrium distribution function. Section 3 describes the sound generation benchmark problems and Section 4 concludes the paper.

## 2 Acoustic properties of the D2Q9 and D3Q19 Lattice-Boltzmann models

The Boltzmann equation in its discretized form may be written as

$$f_i(\vec{x} + \Delta\vec{x}_i, t + \Delta t) = f_i(\vec{x}, t) + \Omega_i(f_i(\vec{x}, t)) \quad (1)$$

where

$$\Omega_i \approx -\frac{1}{\tau}(f_i - f_i^{eq})$$

is the so-called Lattice-Bhatnagar-Gross-Krook (LBGK) approximation to the collision operator and

$$f_i^{eq}(\rho, \vec{u}) = w_i \rho \left( 1 + 3(\Delta\vec{x}_i \cdot \vec{u}) + \frac{9}{2}(\Delta\vec{x}_i \cdot \vec{u})^2 - \frac{3}{2}\vec{u}^2 \right)$$

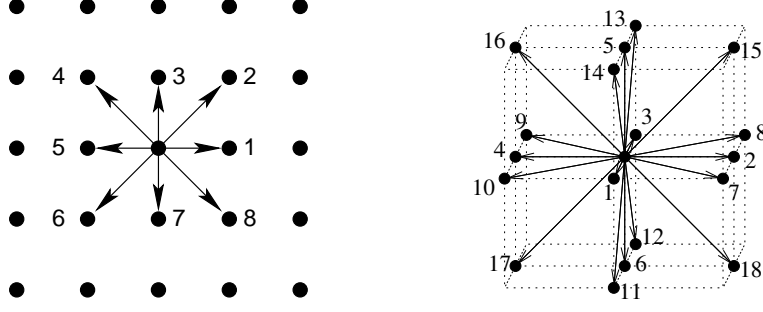


Fig. 1. Lattice vectors for the D2Q9 model (left) and D3Q19 model (right).

is the equilibrium distribution function [12, 13]. The index  $i$  refers to the  $i$ -th direction  $\Delta\vec{x}_i$  (see fig. 1). The relaxation parameter  $\tau$  determines the viscosity of the fluid. The equilibrium distribution function is only dependent on the macroscopic values of the local density and velocity, which in turn are given by the first moments of the distribution function:

$$\rho = \sum_i f_i, \quad \rho\vec{u} = \sum_i \frac{\Delta\vec{x}_i}{\Delta t} f_i$$

In many cases the pressure amplitude associated with sound waves is low, so that nonlinear effects (e.g. shock formation) can be neglected. Eq. (1) is nonlinear in the  $f_i$  only through the equilibrium distribution function  $f^{eq}$ . It is therefore sufficient to linearize the equilibrium distribution function to enable the standard von-Neumann analysis of the resulting linear scheme which yields the dispersion relation for plane waves. Consider the distribution separated into a stationary and a fluctuating part  $f_i = f_i^0 + f_i'$ , then the linearized version of eq. (1) reads

$$f_i'(\vec{x} + \Delta\vec{x}_i, t + \Delta t) = L_{ij} f_j'(\vec{x}, t) \quad (2)$$

with

$$L_{ij} = \frac{1}{\tau} \left( \left. \frac{\partial f_i^{eq}}{\partial f_j} \right|_{f_j=f_j^0} + \delta_{ij}(\tau - 1) \right)$$

Now define the advection operator  $A$  through its action on  $f$ :  $A f_i(\vec{x}, t) = f_i(\vec{x} + \Delta\vec{x}_i, t)$ . Taking the spatial Fourier transform of eq. (2) yields

$$f'(\vec{k}, t + \Delta t) = A^{-1} L f'(\vec{k}, t) \quad (3)$$

with  $A_{ij}^{-1}(\vec{k}) = e^{-i\vec{k} \cdot \Delta\vec{x}_i} \delta(i, j)$  [3]. Looking for plane wave solutions of eq. (3) in an unbounded space is an eigenvalue problem, where the eigenvalues determine the dispersion relation. Eq. (3) cannot be solved analytically, because the advection

operator contains transcendent functions of the wave vector  $\vec{k}$ . Here the eigenvalues of  $A^{-1}L$  are computed numerically using Mathematica.

In the following the dispersion relation for an ideal mono-atomic gas is derived taking into account viscous dissipation of energy. Starting from the Navier-Stokes equations one obtains the wave equation for plane sound waves in a fluid which is at rest otherwise:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \left( c^2 + v' \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (4)$$

with the effective viscosity  $v' = 4/3 v_1 + v_2$  being calculated from the first and second viscosities  $v_1$  and  $v_2$ . The solution of this equation is a damped plane wave  $u(x, t) = u_0 e^{i(kx - \omega t) - \alpha t}$  with

$$\alpha = \frac{k^2 v'}{2}, \quad \frac{\omega}{k} = c \sqrt{1 + \frac{k^2 v'^2}{4c^2}}$$

In air with a speed of sound  $c = 340$  m/s and a viscosity  $v_1 = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $v_2 = 0$  (ideal mono atomic gas approximation) the attenuation factor becomes  $\alpha \approx 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$  at a frequency of 1 kHz, the correction to the speed of sound is  $k^2 v'^2 / (4c^2) \approx 3,0 \cdot 10^{-13}$ . This means that the attenuation due to viscosity is not negligible for sound waves with high frequencies (in the audible range) travelling over long distances. The influence of viscosity on the speed of sound is very small. However, it is well known that the above damping values are changed significantly if the approximation as a mono atomic gas is dropped [14]. For simulations of sound waves, which cover a few ten wave lengths at most, both effects can safely be neglected.

Fig. 2a shows the speed of sound waves in a D2Q9 LB-model as a function of the wave vector  $\vec{k} = (k_x, k_y)$ . The spatial step was set to  $\Delta x = 1$  m, the kinematic viscosity was set to  $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . From the plot one can see that the phase speed generally drops with increasing wave number, the numerical error exceeds 0.1% at wave numbers above 0.2, and 1% at wave numbers above 0.5, which corresponds to one wave length being resolved with less than approximately 33 and 12 points, respectively. Up to this wave number the wave propagation shows virtually no anisotropy.

The LB-scheme is capable of simulating advection (Doppler) effects on sound waves. Fig. 2b shows the phase speed errors of sound waves in the D2Q9-model with a uniform background flow in positive  $x$ -direction at Mach number 0.1. A small additional anisotropy is introduced with respect to the phase error at higher wave numbers: The phase speed error is smaller for waves traveling downstream than for wave traveling upstream.



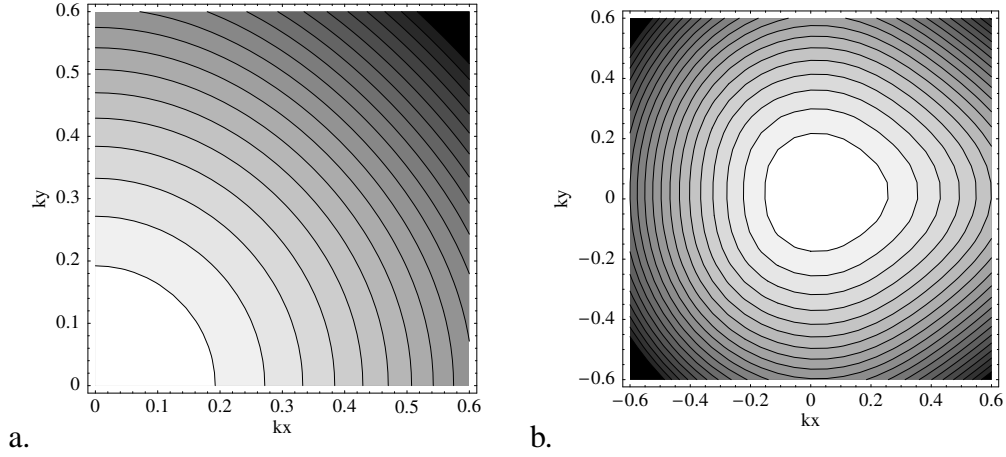


Fig. 2. a: Phase speed error of sound waves in the D2Q9 Lattice-Boltzmann scheme as a function of wave vector measured in lattice units. Each contour line corresponds to a phase speed error of 0.1% beginning from 0 error at  $k_x = k_y = 0$ . b: Same as a:, but with a uniform background flow parallel to the  $x$ -axis with  $Ma = 0.1$ .

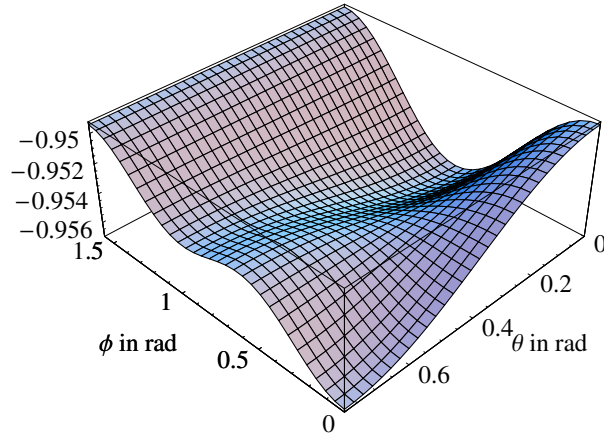


Fig. 3. Phase speed error multiplied by 1000 of sound waves with a wavelength of 34 grid spacings in the D3Q19 Lattice-Boltzmann scheme as a function of propagation direction, given as the elevation  $\phi$  and azimuth angle  $\theta$  of the wave vector.

For the D3Q19-model the phase speed also generally decreases with increasing wave numbers. The variation of the phase speed of a wave with a wave length of 34 grid spacings  $\Delta x$  as a function of propagation direction in a D3Q19-LB-model is shown in fig. 3. The overall error is slightly lower than 0.1%, while the anisotropy is less than 0.01%.

The attenuation of sound waves in ideal mono-atomic gases can be described by the attenuation exponent

$$\mu = \frac{2}{3} \frac{\nu_1 \omega^2}{\rho c^3}$$

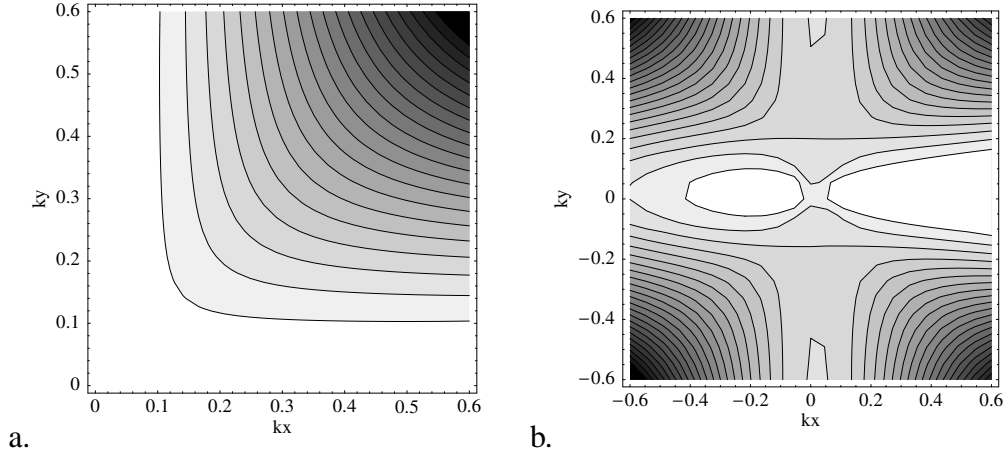


Fig. 4. a: Damping exponent error as a function of the wave vector given in Lattice units. Each contour line corresponds to an error of 0.5% beginning from 0 at  $k_x = k_y = 0$ . b: Same as a:, but with a uniform background flow in positive  $x$ -direction with  $Ma = 0.1$ .

with the second viscosity being zero [15]. By applying a Chapman-Enskog expansion it can be shown that the standard LBGK-scheme sets the second viscosity to  $\nu_2 = 2\nu_1/3$  [15] which yields a systematic error in the damping exponent of  $1/3$  at zero wave number. Fig. 4a shows the deviation from this value as a function of the wave vector. The damping exponent exhibits deviations of more than 10% together with a strong anisotropy. This effect is even stronger with a uniform background flow present (see fig. 4b). However, as the dissipation of sound waves is negligible as long as the simulation volumes don't extend more than some ten wave lengths, one can conclude that these errors don't play a role in acoustic simulations using LBM.

### 3 Applications of LBM in flow acoustics

The Lattice Boltzmann Method was applied to two test cases. The first was a flow over a partially covered cavity and the second was a flow across the trailing edge of a flat plate.

The cavity case was a benchmark problem posed for the 3rd Computational Aeroacoustic Workshop on benchmark problems in Ohio 1999 [5]. It consists of a partially covered cavity as shown in fig. 5. The problem definition requires a boundary layer thickness  $\delta$  of 1.6 cm at the mouth of the cavity for a mean flow velocity  $u_\infty$  of 26.8 m/s and 2.2 cm at 50.9 m/s. The velocity profile was to be assumed as

$$\frac{u}{u_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7}$$

For this problem only a two dimensional section is defined: The spanwise extent

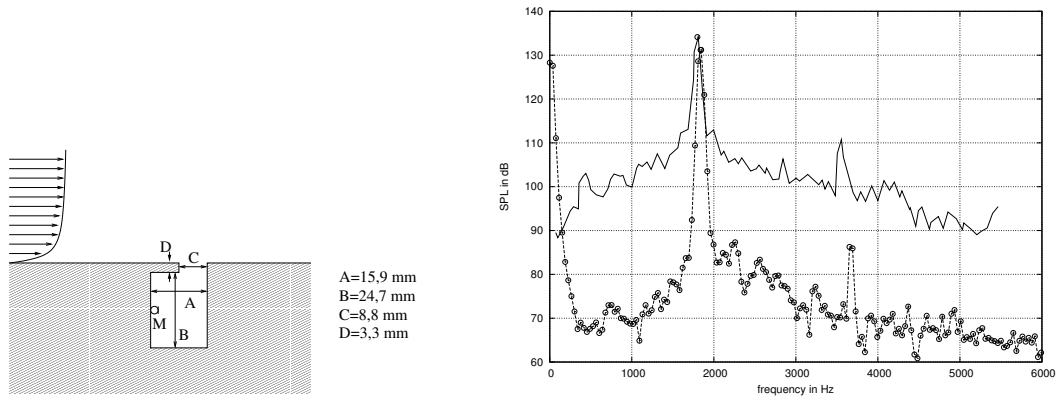


Fig. 5. Left: Sketch of the partially covered cavity used as first test case. The position of the pressure probe used in experiment and all simulations discussed here is marked with M. Right: Spectral density level of the sound pressure measured inside the cavity at point M. The solid line represents the results of a wind tunnel experiment while the dashed line is the result of the numerical simulation.

of the cavity is not specified. This case was prepared for calculation with PowerFLOW, which is a commercially available Lattice-Boltzmann code. PowerFLOW employs a standard turbulence model to account for unresolved fluctuations and a wall model to achieve realistic results in boundary layers. In the calculations shown here a 3 dimensional model was used with a spanwise cavity width of 2.5 cm. The velocity profile according to the problem definition was prescribed 50 mm upstream of the upstream lip of the cavity opening. The simulation was done with a spatial resolution of 0.176 mm at the opening of the cavity, which means that 50 voxels were used in stream wise direction to resolve the opening of the cavity. Fig. 5 shows the spectral density of the sound pressure measured in the center of the left wall of the cavity for an inflow velocity of 50 m/s. The dashed line gives the result of the simulation, which was calculated from a time series of the pressure with a duration of more than 200 periods. The solid line indicates the results of an experiment conducted by Henderson [5], in which the spanwise cavity width was 25 cm. The spectrum of the pressure fluctuations recorded in the cavity during the wind tunnel test shows a small bandwidth tone (1800 Hz, 134 dB<sup>1</sup>) which exceeds the broadband background by more than 20 dB. The first harmonic of his tone with a sound pressure 20 dB less than the main peak is also visible. The simulated result obtained for the same location as in the wind tunnel experiment deviates from the experimental value by 3 dB in magnitude and 40 Hz in frequency. The simulated broadband noise background is more than 20 dB lower than in the wind tunnel experiment. This is probably due to the fact, that the boundary layer lacked turbulent fluctuations, which were present in the wind tunnel test.

Table 1 gives the results for the spectral peak of the participants of the aforementioned workshop. It must be mentioned, however, that all the other numerical experiments were carried out in two spatial dimensions. The peak values obtained by

<sup>1</sup> All sound pressure levels are referenced to  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa, intensity levels to  $4 \cdot 10^{-10}$  Pa<sup>2</sup>.

	$u_\infty$ (m/s)	$\delta$ (mm)	SPL (dB)	frequency (Hz)
Henderson (wind tunnel)	50.9	22	134	1800
Moon et al.	50.9	19	133	2080
Ashcroft et al.	50.9	22	141	1960
Kurbatskii and Tam	50.9	2	123	1990
this study	50	20	131	1840

Table 1

Acoustic results for the peak of the sound pressure level spectrum obtained by the participants of the 3rd Computational Aeroacoustics workshop compared to the results obtained in this study using PowerFLOW.

Moon, Koh, Cho and Chung [6] apparently were calculated from a time series of the pressure of about five periods of duration. The time series shows a pressure signal still varying in magnitude, thus the values represent only estimates. The shape of the sound pressure level spectrum published by Ashcroft, Takeda and Zhang [7] also suggests, that transient effects are still present in the time series of the pressure used to compute peak sound pressure level. Finally, the results reported by Kurbatskii and Tam [8] refer to a boundary layer thickness of 2 mm. Under this circumstances, the comparison of results is of somewhat limited meaning, as the results obtained in this work are based on a time series of 200 oscillation cycles, which provides a much better basis for spectral estimates than time series of a few oscillation cycles with transient effect being present. Taking into account a 3 dB error reported for the wind tunnel results, the agreement of the peak parameters of the PowerFLOW simulation with the wind tunnel experiment may be called almost perfect. The overestimation of the frequency by 2% is very small and may well be within experimental uncertainty.

The cavity was simulated with different spanwise widths ranging from 1.23 cm up to 25 cm. In the simulations a significant dependence of the pressure fluctuation level in the cavity on the spanwise width was found with a maximum of the pressure fluctuations at a width of about 2.5 cm. In the simulations with larger widths the pressure fluctuation level dropped with increasing width by about 30 dB. The issue of the possible dependence of pressure fluctuation levels on the spanwise width of the cavity was brought up earlier [9], without giving a quantitative explanation for this effect. It is mentioned, however, that the acoustic impedance, which increases with the width, might play a role here.

The other test case was a 2d simulation of sound generation of vortices passing a flat plate trailing edge. The experiment was designed to meet the conditions for which Ffowcs Williams and Hall derived their trailing edge noise theory [16] as close as possible. Ffowcs Williams and Hall assumed a turbulent flow in the vicinity of the edge of a half plane. No interaction of the turbulence with the boundary layer or the wake of the plate was considered. It was found that at low Mach numbers due

to the singularity represented by the edge the eddies close to the edge radiate sound more efficiently, which yields the widely accepted  $U^5$ -law for the sound intensity radiated from the trailing edge.

For this experiment the standard D2Q9-LBGK-scheme as described above in conjunction with a 4-th order spatial low pass filter to damp high wave number fluctuations [1] was implemented by the author. The vortices were generated by imposing a velocity fluctuation normal to the plate at a position 43 mm upstream of the edge and 1 mm normal distance to the plate. At ten adjacent cells located on a line parallel to the plate the normal velocity was enforced to vary sinusoidally with an amplitude of 3 m/s and a frequency of  $30000 \times Ma$  Hz. In tentative simulations it was found that this vortices generated upstream interacted considerably with the unstable boundary layer and the wake of plate, which obviously constituted a sound generation mechanism different to what Ffowcs Williams and Hall considered, as here a much stronger sound generation and a power law much different to the  $U^5$ -law mentioned above was observed. To avoid interactions of the vortices with the wake of the plate a frictionless wall boundary condition was applied and the thickness of the plate was set to zero, which makes the wake vanish and the flow being uniform if not disturbed otherwise. To meet the assumptions of Ffowcs Williams and Hall no Kutta condition was applied at the trailing edge. The simulation was repeated for inflow velocities of 20..35 m/s in 5 m/s increments to calculate the scaling of the sound intensity with respect to Mach number. The simulated volume had a size of  $124 \times 50 \text{ mm}^2$  with a spatial resolution of  $\Delta x = 0.1 \text{ mm}$ . At the left and right side of the control volume the velocity and the density were prescribed, respectively. To allow fluctuations and especially sound waves to leave the control volume an ad-hoc "relax to mean" condition was employed, which means that the actual value of the velocity or the pressure at the boundaries were calculated as

$$v_{BC} = 0.9 \cdot v + 0.1 \cdot v_{mean}$$

At the top and bottom boundaries of the control volume equilibrium conditions were prescribed. This conditions result in reflections of sound waves of about 10% of the pressure amplitude. It was observed that the transition of vortices across the outflow boundary causes strong spurious acoustic disturbances. Therefore the vortices were damped out by increasing the viscosity in the rightmost quarter of the control volume.

Fig. 6 shows a snapshot of the instationary pressure field at time step 200000, which was obtained by subtracting the time averaged pressure field from the instantaneous pressure. The inflow velocity was 35 m/s. On the upper side of the plate a regular pattern of vortices has developed which is convected across the trailing edge. The passing of a vortex triggers an acoustic wave, which propagates upstream. The small ripples which show up close to the trailing edge are due to the numerical instability of the LBGK-scheme when high flow speeds occur. Here high flow speeds are induced by the flow around the edge, which is not suppressed by a Kutta condi-

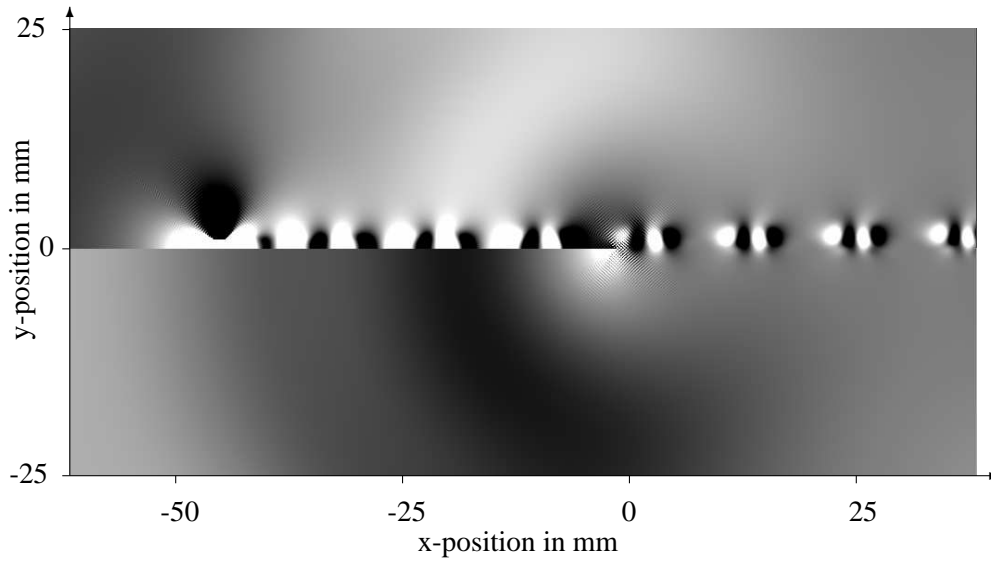


Fig. 6. Snapshot of the instationary pressure field at time step 200000. Black indicates 0.231 Pa below mean pressure, white 0.231 Pa above mean pressure. A spherical sound wave centered around the trailing edge has just developed with opposite sign of the pressure fluctuation on upper and lower side of the plate, respectively. The main intensity is directed upstream (left).

tion. During the simulation the pressure fluctuations were recorded at 72 positions located equally spaced on a circle with radius 20 mm centered on the trailing edge. From the amplitudes of the pressure signals the directivity pattern for the radiated sound was calculated (see fig. 7). Clearly, the 20 mm distance means that the pressures are measured in the near field of the trailing edge dipole and don't represent the directivity of the sound waves exactly. However, the simulated results are in acceptable agreement with the cardioid pattern which is expected after theoretical analysis [16]. Note, however, that here the analytical pattern was scaled to match the upstream value of the observed sound pressure. No absolute sound pressure levels were calculated yet analytically, because this is a non trivial task. Compared to the theoretical predictions the sound intensity radiated normal to the plate is too large, furthermore the pattern is asymmetric with less sound energy radiated to the upper half space than to the lower half space. The asymmetry might be due to the radiation of sound from the vortex generation or destructive interference of the pressure fields of the sound wave and the vortices, respectively. The distortion of the directivity pattern in the lower half space might be a near field effect.

At the stream-wise position of the trailing edge the scaling of the square of the pressure fluctuations was compared to theoretically derived power laws for the sound intensity. From theoretical arguments the sound intensity is expected to follow a power law of  $p^2 \propto v_t^2 Ma^2$  where  $p$  is the far field sound pressure,  $v_t$  are the turbu-

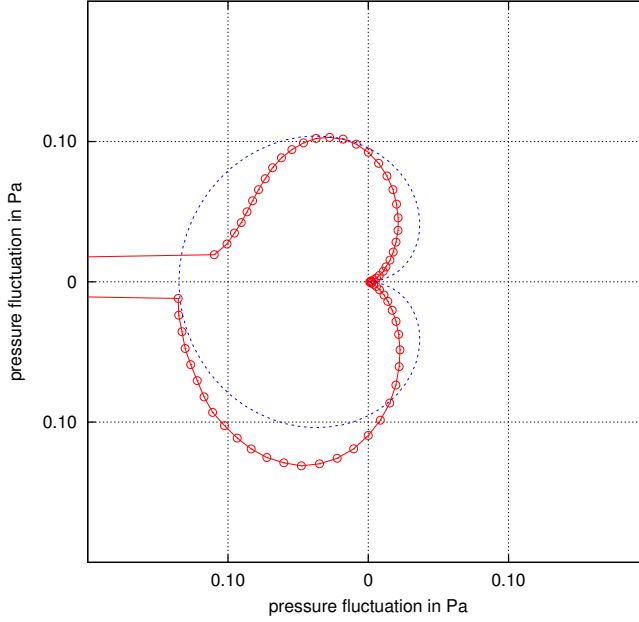


Fig. 7. Directivity of sound radiation from the trailing edge. The dotted line corresponds to the  $\sin(\theta/2)$ -pattern predicted analytically, with the upstream value scaled to the observation given by circles.

lent velocity fluctuations and  $Ma$  is the mean flow Mach number ([17], see section 12.3). The values of the sound intensity observed in the numerical experiment exhibit a  $p^2 \propto Ma^{2.2}$  dependency, which agrees reasonably well with the theoretical value of  $Ma^2$  for constant magnitude velocity disturbances.

## 4 Conclusions

The Lattice-Boltzmann-Method (LBM) for the numerical simulation of flows was studied with respect to application on flow acoustics problems. The theoretical analysis of low amplitude sound waves shows that with the D2Q9 and the D3Q19 LBGK models the propagation of sound can be simulated with an error in phase speed of less than 0.1% (1%) if the sound wave is resolved with more than 33 (12) grid points per wave length. This result means that the LBM cannot compete with specialized high order Finite Difference schemes in terms of resolution requirements for propagation of sound waves [18]. On the other hand, for simulation of flows a high spatial resolution is needed to reproduce flow structures, while the typical scale of the sound waves is larger by the order of  $Ma^{-1}$ . This means that the resolution requirements will in most cases be dictated by the hydrodynamic scales, which yields a very high resolution and thus a high accuracy of the simulation of sound waves. The damping of sound waves in LBM simulations is of the same order of magnitude as theoretical values for mono-atomic gases and is therefore negligible for most practical purposes of simulation in the audible range. Doppler effects

could be shown to be accounted for with high precision. As the LBM solves the full weakly compressible Navier-Stokes equations, it should be seen as a solver for the flow with excellent properties with respect to sound wave propagation.

In a set of numerical experiments the ability of the LBM to reproduce weakly compressible flow effects, which are relevant for flow acoustic problems at low Mach numbers, were investigated. The preliminary results of the simulation of the trailing edge noise generation mechanism in 2d and of a Helmholtz cavity under a grazing flow in 3d clearly show, that the LBM is capable of delivering meaningful results for sound generation of low Mach number flows. For both numerical experiments a number of questions still needs to be answered: The dependence of the pressure fluctuation levels on the spanwise width of the cavity should be studied theoretically to verify the behaviour observed in the numerical experiments. For the trailing edge noise experiment the reason for the deviation of the directivity pattern measured in the numerical experiment from the theoretical patterns should be found. It is expected that with improved boundary conditions and a refined experimental geometry a better agreement of numerical experiment and theory can be obtained. Furthermore, the observed sound intensities should be compared quantitatively with analytical predictions.

## **Acknowledgement**

This work was supported by the German "Bundesministerium für Bildung und Forschung" under grant FKZ 19 U 1074 A within the joint project "Leiser Verkehr", Teilprojekt 1310. The responsibility remains with the author.

## **References**

- [1] P. Skordos, Modeling flue organ pipes: subsonic flow, Lattice Boltzmann, and parallel distributed computers, Ph.D. thesis, Massachusetts Institute of Technology, Artificial Intelligence Laboratory (1995).
- [2] J. M. Buick, C. A. Greated, D. M. Campbell, Lattice BGK simulation of sound waves, *Europhysics Letters* 43 (3) (1998) 235–240.
- [3] P. Lallemand, L.-S. Luo, Theory of the Lattice Boltzmann method: Dispersion, dissipation, isotropy, galilean invariance, and stability, *Physical Review E* 61 (6) (2000) 6546–6562.
- [4] P. Lallemand, L.-S. Luo, Theory of the Lattice Boltzmann method: Acoustic and thermal properties in two and three dimensions, *Physical Review E* 68 (3) (2003) 036706.
- [5] B. Henderson, Automobile noise involving feedback sound generation by low speed cavity flows, in: *Proceedings of the Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems*, Cleveland, Ohio November 8–10, 1999, pp. 95–100.
- [6] Y. Moon, S. Koh, Y. Cho, J. Chung, Aeroacoustic computations of the unsteady flows over a rectangular cavity with a lip, in: *Proceedings of the*



- Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, Cleveland, Ohio November 8–10, 1999, pp. 347–353.
- [7] G. Ashcroft, K. Takeda, X. Zhang, Computations of the self-induced oscillatory flow in an automobile door cavity, in: Proceedings of the Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, Cleveland, Ohio November 8–10, 1999, pp. 371–383.
  - [8] K. Kurbatskii, C. Tam, Direct numerical simulation of automobile cavity tones, in: Proceedings of the Third Computational Aeroacoustics (CAA) Workshop on Benchmark Problems, Cleveland, Ohio November 8–10, 1999, pp. 355–361.
  - [9] S. Mallick, R. Shock, V. Yakhot, Numerical simulation of the excitation of a Helmholtz resonator by a grazing flow, *Journal of the Acoustical Society of America* 114 (4) (2003) 1833–1840.
  - [10] M. Howe, A review of the theory of trailing edge noise, *Journal of Sound and Vibration* 61 (3) (1978) 437–465.
  - [11] M. S. Howe, The compact green’s function for a semi-infinite elastic plate, with application to trailing edge noise and blade-vortex interaction noise, *Journal of the Acoustical Society of America* 94 (4) (1993) 2353–2364.
  - [12] S. Succi, *The Lattice Boltzmann Equation - For Fluid Dynamics and Beyond*, Oxford University Press, 2001.
  - [13] D. Wolf-Gladrow, *Lattice-Gas Cellular Automata and Lattice-Boltzmann Models*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2000.
  - [14] L. Cremer, H. Müller, *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik*, Hirzel-Verlag Stuttgart, 1978.
  - [15] P. Dellar, Bulk and shear viscosities in lattice Boltzmann equations, *Physical Review E* 64 (3) (2001) 031203.
  - [16] J. E. Ffowcs Williams, L. Hall, Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of a scattering half plane, *Journal of Fluid Mechanics* 40, part 4 (1970) 657–670.
  - [17] D. G. Crighton, A. P. Dowling, J. E. Ffowcs Williams, M. Heckl, F. G. Leppington, *Modern methods in analytical acoustics*, Springer-Verlag, 1992.
  - [18] C. Bogey, C. Bailly, A family of low dispersive and low dissipative explicit schemes for flow and noise computations, *Journal of Computational Physics* 194 (2004) 194–214.