



## AG Turbo II Verbundvorhaben GuD-Kraftwerk

### 500MW auf einer Welle

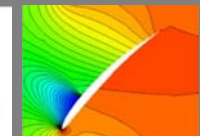
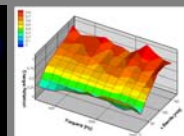
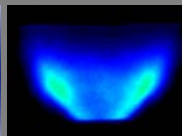
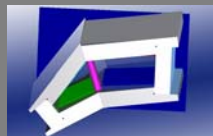
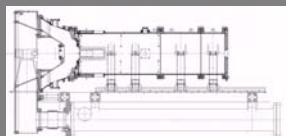
## Optimierung der passiven und aktiven Dämpfung von thermoakustischen Schwingungen Vorhaben 4.4.2C

Vorläufiger Abschlussbericht  
als  
Bestandteil der Abschlussberichte der Projekte  
2.4.4 A, 4.3.5, 4.4.1, 4.4.2 C und 4.4.3 B

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.  
in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Institut für Antriebstechnik

**Institutsdirektor**  
Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig

Porz-Wahnheide  
Linder Höhe  
51147 Köln  
Telefon: 02203 601-2249



## Vorwort

Im Rahmen der Verbundvorhaben GuD-Kraftwerk der AG-Turbo II wurden im Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt insgesamt fünf Vorhaben gefördert. Diese wurden im Laufe des Jahres 2004 zum Teil beendet. Über den Stand der Projekte und die in den Projekten gewonnenen Ergebnisse ist nun zum 30. November 2004 ein Gesamtbericht angefertigt worden, der an den Projektträger in Jülich, an unsere Projektpartner, an das Technische Informationszentrum sowie an die Programmleitung gesendet wird.

Die Berichte über die Projekte, für die eine kostenneutrale Verlängerung vereinbart wurde, sind dabei als vorläufige Abschlussberichte anzusehen. Diese Berichte sind entsprechend kürzer gehalten, da bei diesen noch im Rahmen der Verlängerung gewonnene Resultate eingefügt werden sollen. Die endgültigen Fassungen aller Berichte des Instituts für Antriebstechnik werden bis Ende April 2005 verschickt. Der Förderzeitraum der Projekte erstreckte sich von 2001 bis Juli 2004. Eine Aufstellung der Titel der Vorhaben zeigt die unten stehende Tabelle. In dieser ist auch aufgeführt, inwieweit es sich bei Berichten um vorläufige oder endgültige Abschlussberichte handelt:

Projektitel	Kennung	Status
Optimierung von rotierenden Multipass-Kühlsystemen	2.4.4 A	Abschlussbericht
Experimentelle Analyse der Brennkammerschwingungen	4.4.1	Vorläufiger Abschlussbericht
Fluiddynamische Interaktionsmodelle für Kraftwerkskomponenten	4.3.5	Abschlussbericht
Brennstoffaufbereitung in mager vorgemischten Flammen	4.4.3 B	Abschlussbericht
Optimierung der passiven und aktiven Dämpfung von thermoakustischen Schwingungen	4.4.2 C	Vorläufiger Abschlussbericht

Wir danken ganz ausdrücklich dem BMWA für die Unterstützung dieser Projekte. Für die Zukunft des Forschungsstandortes Deutschland sehen wir gerade solche Projekte, die Forschung im Grundlagenbereich mit industriellen Anforderungen kombinieren helfen, als entscheidend für das Wissensmanagement an.

Dabei geht unser Dank auch an die Industriepartner, die stets offen über ihre Problemstellungen sprachen und mit ihrer gelebten Kooperation viele der Ergebnisse ermöglichten.

Dem Projektträger in Jülich danken wir für die kooperative Zusammenarbeit und die Flexibilität, auf während der Laufzeit der Projekte erkannte Änderungen in den Anforderungen einzugehen.

Der Leiterin des AG-Turbo Büros, Frau Tesch, danken wir für ihr großes Engagement, alle Termine und Versammlungen mit unermüdlicher Freundlichkeit und Hilfsbereitschaft zu organisieren.

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.  
Institut für Antriebstechnik  
Abteilung Turbulenzforschung  
Prof. Dr.-Ing. W. Neise

## **Vorläufiger Abschlussbericht**

### **Optimierung der passiven und aktiven Dämpfung von thermoakustischen Schwingungen**

(Vorhaben 4.4.2C)

DLR Berlin Charlottenburg, November 2004

Vorhabengruppe 4.4

Umweltverträglichkeit

Verbundprojekt für ein CO<sub>2</sub>-armes Kraftwerk  
500 MW auf einer Welle

Dipl.-Ing. S. F. Forster  
Dr.-Ing. I. Röhle  
Dr.-Ing. U. Michel  
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.,  
Müller-Breslau-Str. 8,  
10623 Berlin

# Berichtsblatt

1. ISBN bzw. ISSN	2. Berichtsart Vorläufiger Abschlussbericht
3a. Titel des Berichts Optimierung der passiven und aktiven Dämpfung von thermoakustischen Schwingungen	
3b. Titel der Veröffentlichung	
4a. Autor(en) des Berichts (Name, Vorname(n)) Stefan Forster, Dr. Ulf Michel, Dr. Ingo Röhle	5. Projektende 31. Juli 2004
4b. Autor(en) der Veröffentlichung (Name, Vorname(n))	6. Datum der Veröffentlichung 30. November 2004
	7. Form der Veröffentlichung
8. Durchführende Forschungsstelle (Name, Adresse) Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt Institut für Antriebstechnik Abteilung für Turbulenzforschung Prof. Dr.-Ing. W. Neise Müller-Breslau-Str. 8 D-10623 Berlin	9. Original Berichtsnummer
	10. Förderkennzeichen 0327090E
	11a. Seitenzahl des Berichts 43
	11b. Seitenzahl der Veröffentlichung
13. Fördereinrichtung (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit BMWA, 53107 Bonn-Bad Godesberg	12. Anzahl Literaturzitate 24
	12. Anzahl Tabellen 5
	12. Anzahl Abbildungen 35
16. Zusatzbemerkungen	
17. Vorgestellt bei (Titel, Ort, Datum) 8. Statusseminar AG TURBO, DLR, Köln-Porz, 5. und 6. Dezember 2002	
18. Kurzfassung Moderne, für niedrige Emissionen optimierte Verbrennungssysteme müssen nicht nur in ihrem jeweiligen Auslegungspunkt, sondern über einen weiten Lastbereich sehr stabil arbeiten. Für einige von Geometrie und Belastung abhängige Arbeitspunkte sind besonders die Low-NO <sub>x</sub> -Brenner anfällig für sehr starke Verbrennungsschwingungen, die durch einen Rückkopplungsmechanismus von Verbrennungsinstabilitäten mit akustischen Resonanzen verursacht werden. Die bei der DLR in Berlin unternommenen Versuche konzentrieren sich auf verschiedene physikalische Prinzipien, die mit Hilfe von Dämpfung die akustische Komponente dieser Rückkopplung reduzieren helfen soll. Dabei wurde insbesondere die experimentelle Untersuchung der akustischen Möglichkeiten von perforierten Platten und perforierten Zylindern als Liner für Heisgasanwendungen mit einem Strom durch die Löcher untersucht, wobei dieser Strom entweder durch die Strömung selbst beim Passieren des Perforats oder durch einen zusätzlichen Volumenstrom realisiert wurde.	
19. Schlüsselwörter Dissipation akustischer Energie, Verbrennungsschwingungen, Wirbelablösung, perforierte Platten	
20. Herausgeber DLR, Institut für Antriebstechnik, 51170 Köln	

# Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN	2. Type of Report	Preliminary Final Report
3a. Report Title Optimization of passive and active damping mechanisms for thermo-acoustic oscillations		
3b. Title of Publication		
4a. Author(s) of the Report (Family name, First Name(s)) Stefan Forster, Dr. Ulf Michel, Dr. Ingo Röhle		5. End of Project July 31, 2004
		6. Publication Date November 30, 2004
4b. Author(s) of the Publication (Family name, First Name(s))		7. Form of Publication
8. Performing Organization (Name, Address) German Aerospace Center DLR Institute for Propulsion Technology Center for Turbulence Research Prof. Dr.-Ing. W. Neise Müller-Breslau-Str. 8 D-10623 Berlin		9. Originator's Report No.
		10. Reference No. 0327090E
		11a. No. of Pages Report 43
		11b. No. of Pages Publication
13. Sponsoring Agency (Name, Address) Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit BMWA, 53107 Bonn-Bad Godesberg		12. No. of References 24
		12. No. of Tables 5
		12. No. of Figures 35
16. Supplementary Notes		
17. Presented at (Title, Place, Date) 8th Status Seminar of AG TURBO, DLR, Köln-Porz, December 5-6, 2002		
18. Abstract Modern engine and burners optimised for low emissions and noise are requested to work stable not only a design point, but over a wide load range. Generally, this causes no problems; however, in certain geometry- and load-dependent conditions these burners are susceptible to very strong oscillations caused by a feedback loop of combustion instabilities with acoustic resonances. The current research undertaken at the DLR facilities in Berlin concentrates on different concepts to reduce the acoustic component of that loop with damping mechanisms. The current research did focus on the experimental examination of the potentials of perforated plates and cylinders as hot-stream-liners with flow through the holes caused either by the main stream itself or by an additional small volume flow.		
19. Keywords Acoustic dissipation, combustion instabilities, vortex shedding, perforated plates, bias flow		
20. Publisher		

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Motivation für das Projekt</b>	<b>2</b>
1.1	Vorbemerkung . . . . .	2
1.2	Arbeitsinhalte und Gliederung des Vorberichts . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Verbrennungsschwingungen und Akustik</b>	<b>4</b>
2.1	Schwingungsmechanismen in Brennkammern . . . . .	4
2.2	Akustische Energiedissipation in Brennkammern . . . . .	4
2.3	Akustische Wechselwirkungen in Strömungen . . . . .	5
2.4	Schallausbreitung in Strömungskanälen . . . . .	6
2.5	Energiebetrachtungen . . . . .	7
2.6	Bestimmung der Reflektion und Transmission von Schall . . . . .	8
<b>3</b>	<b>Teststände</b>	<b>10</b>
3.1	Kaltkanal . . . . .	10
3.2	Modellbrennkammer Berlin . . . . .	11
3.3	ASC - Sektorenprüfstand in Köln . . . . .	13
3.4	Sensortechnik und Datenerfassung . . . . .	15
3.4.1	Mikrophonsonden . . . . .	15
3.4.2	Datenerfassung und Auswertung . . . . .	16
<b>4</b>	<b>Messungen und Ergebnisse</b>	<b>18</b>
4.1	Messungen im Kaltkanal . . . . .	18
4.1.1	Ergebnisse senkrechter Platten . . . . .	18
4.1.2	Parametervariationen . . . . .	21
4.1.3	Ergebnisse zu Wänden mit Durchströmung . . . . .	23
4.1.4	Betrachtung der Ergebnisse an Rohrschuss 1 . . . . .	23
4.1.5	Parametervariationen . . . . .	25
4.1.6	Vergleich der Ergebnisse mit anderen Untersuchungen . . . . .	26
4.1.7	Bewertung der Ergebnisse . . . . .	27
4.2	Messungen an der Kleinbrennkammer . . . . .	29
4.2.1	Parametervariationen . . . . .	29
4.2.2	Messergebnisse . . . . .	30
4.2.3	Bewertung der Versuche . . . . .	31
4.2.4	Ausblick auf Versuche in der Modellbrennkammer . . . . .	31
4.3	Messungen an der ASC . . . . .	33
4.3.1	Parametervariationen . . . . .	33
4.3.2	Messergebnisse . . . . .	33
4.3.3	Bewertung der Versuche . . . . .	33
4.3.4	Ausblick auf die Versuche an der ASC . . . . .	34
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung, Bewertung und Ausblick</b>	<b>36</b>
5.1	Unterschiede zwischen Projektplan und -ablauf . . . . .	36
5.2	Bewertung der Ergebnisse . . . . .	37

# 1 Motivation für das Projekt

Moderne Verbrennungssysteme müssen flexibel und zuverlässig in einem großen Bereich ihrer maximal zulässigen Leistung gefahren werden können, um den Anforderungen des Betriebs zu genügen. Unter bestimmten geometrie- und lastabhängigen Bedingungen kann es aber durch einen Rückkopplungsprozess von Verbrennungsinstabilitäten mit akustischen Resonanzen zu starken Maschinenschwingungen kommen. Ein bekanntes Kriterium für die Stabilität von Brennern mit fluktuierenden Vormischflammen ist hierbei das Rayleigh Kriterium [21]:

$$\frac{1}{T} \int_0^T \int_V P(\vec{x}, t) \dot{Q}(\vec{x}, t) dV dt \leq \text{akustische Verlustmechanismen} \quad (1)$$

Eine Brennkammer ist dann stabil, wenn das Produkt aus Wärmefreisetzung  $\dot{Q}$  und den Druckschwankungen  $P$  kleiner ist als die akustischen Verluste der Brennkammer. Um nun die nutzbaren Stabilitätsfelder von Brennkammern zu erhöhen, kann man versuchen, die linke Seite der oben stehenden Gleichung durch Anpassung der Verbrennungsbedingungen zu verkleinern. Oder man kann durch die Einbringung von Maßnahmen, die die akustischen Verlustmechanismen auf der rechten Seite von (1) erhöhen, den nutzbaren Lastbereich der Brennkammer ausweiten.

Das häufigere Auftreten von Resonanzen in modernen Brennkammern ist dabei nicht nur eine Funktion der mageren Vormisch-Verbrennung, sondern wird auch dadurch begünstigt, dass die Brennkammerwände nicht mehr über Wandbohrungen verfügen, durch die ein Teil der zur Verbrennung benötigten Luft geliefert wird und die gleichzeitig die Brennkammerwände vor zu hohen Temperaturen schützen. In Projekt 4.4.2c wurden deshalb schwingungsdämpfende Einbauten untersucht, die über passive oder semi-aktive Maßnahmen die akustischen Verlustmechanismen in Brennkammern vergrößern können.

Bei der derzeitigen, locharmen Konstruktion wird möglichst viel Luft der primären Verbrennungszone zugeführt, weil sich jede geometrisch nachgeschaltete Zuströmung kälterer Sekundärluft negativ auf die  $\text{NO}_x$ -Bilanz auswirkt. Um diese Zielstellung nicht zu gefährden, muss der Einsatz der Sekundärluft optimiert werden. Als mögliche Orte bieten sich durchströmte Bohrungen eher in Zu- oder Abströmbereichen der Brennkammer an, in denen sowieso Temperaturgradienten vorhanden sind. Ziel dieser Arbeit waren deswegen Auslegungsmöglichkeiten für die minimal erforderliche Dosierung der Zusatzluftmenge durch eine optimale Anordnung und Form solcher Löcher. Ein weiteres, theoretisch bearbeitetes Gebiet waren Planungen zur Verwendung von akustischen Resonatoren.

## 1.1 Vorbemerkung

Dieser Bericht ist als ein Vorbericht gedacht, der weder alle Daten noch alle durchgeführten Arbeiten widerspiegeln soll. Aufgrund der engen Verzahnung des Projektes 4.4.2c mit dem aufgrund technischer Schwierigkeiten stark verzögerten Projekt 4.4.1 ist ein Teil der experimentellen Arbeiten erst in den letzten beiden Quartalen ausgeführt worden. Diese bereits vorhandenen Daten werden zusammen mit den bis dann erfolgten Messungen an der ASC in den Endbericht einfließen.

## 1.2 Arbeitsinhalte und Gliederung des Vorberichts

Grundlegendes Ziel der Untersuchungen sind genaue Kenntnisse über zugrunde liegende Wirkungsweisen und physikalische Hintergründe von Einbauten zur Erhöhung des akustischen Dissipationspotentials von Brennkammer; als Ergebnis sollen Auslegungsparameter ermittelt werden, die dazu beitragen, thermoakustische Schwingungen in Brennkammern von Gasturbinen reduzieren zu können.

Als Dämpfungselemente wurden durchströmte Lochbleche und Resonatoren zunächst in **Phase I** an einem **kalten Versuchsstand** optimiert. Dabei wurden die Parameter in einem möglichst weiten Bereich variiert. Die Ergebnisse wurden graphisch und analytisch ausgewertet und mit Ergebnissen anderer Forschergruppen zu diesem Thema verglichen.

In **Phase II** wurden die Resultate in einer Modellbrennkammer mit Verbrennung validiert. Die Untersuchungen wurden im kalten und warmen Zustand an der **Modellbrennkammer** in Berlin durchgeführt. Zur akustischen Messung in Brennkammern sind spezielle Mikrofonsonden nötig, um die temperatursensiblen Membranen der Mikrofone von den heißen Verbrennungsprodukten zu trennen; diese wurden während des Projektes konstruiert und gefertigt.

**Phase III** sieht den Einsatz und Test der Vorrichtungen in einem Prüfstand mit von industriellen Partnern bereitgestellten Brennern vor. Diese Phase ist derzeit in Planung, die Konstruktion des erforderlichen Elemente zur Erweiterung ist abgeschlossen, die Fertigung läuft. Im ersten Quartal des Jahres 2005 sind die Untersuchungen an der **generischen ASC-Brennkammer** (Athmospheric Sector Combustor) des Projekts 4.4.1 in Köln geplant.



## 2 Verbrennungsschwingungen und Akustik

### 2.1 Schwingungsmechanismen in Brennkammern

Die Problematik der Schwingungen von Brennkammern und den daraus entstehenden Brennkammerinstabilitäten wird in der wissenschaftlichen Forschung oft thematisiert, zum Beispiel von Lang [14]. Problematisch hierbei ist insbesondere die Trennung von Ursachen und Wirkung. So führen Lang und Vortmeyer [16] die Druckschwankungen in der Brennkammer vor allem auf Fluktuationen der Flammenfront zurück, die zu einer instationären Wärmefreisetzung führen. Dabei sind allerdings nicht stochastischen Fluktuationen, die sich in Brennkammerlärm manifestieren, gefährlich für den Betrieb der Anlage; nur wenn es zur Rückkopplung zwischen dem Druckschwankungsfeld in der Brennkammer und der Wärmefreisetzung kommt, ausgelöst zum Beispiel durch Hohlraumschwingungen in der Brennkammer oder angrenzenden Strömungskanälen, kann es zu einer Gefährdung der Integrität der Turbine kommen.

Marbel [19] beschreibt einen potentiell gefährlichen Rückkopplungsprozess über durch eine räumliche Verengung konvektierte Entropieungleichförmigkeiten, die beim Passieren der Engstelle stromauf und stromab laufende akustische Wellen auslösen. Eine gute und sehr aktuelle Übersicht über die verschiedenen Betrachtungen zur Wechselwirkung zwischen Wellen und Flammen liefert Lieuwen [17].

### 2.2 Akustische Energiedissipation in Brennkammern

Weniger zahlreich sind die Arbeiten zu Möglichkeiten der Erhöhung akustischer Verluste in Brennkammern. Grundsätzlich sind verschiedene aktive und passive Maßnahmen bekannt, die zu Verlusten akustischer Energie in Strömungen mit überlagerten akustischen Wellen führen können. Das sicherlich bekannteste Beispiel dafür sind Helmholtz-Resonatoren, also mit einem Zulauf versehene, voneinander unabhängig agierende Hohlraumwaben. Diese können dem Hauptstrom frequenzselektiv akustische Energie entziehen.

Diese arbeiten aber nur in sehr engen Wirkungsbereichen effektiv und haben den Nachteil, dass sie in anderen Strömungszuständen, angeregt durch die vorbeifließende Strömung, auch Schallenergie erzeugen können, ähnlich wie ein angeströmter Flaschenhals einen Ton hervorbringen kann [24]. In durchströmten Kanälen können als passive Maßnahme schallabsorbierende Auskleidungen angebracht werden. Bei passender Adaption der Auskleidungsparameter kann hiermit für spezielle Anforderungen eine gute Dämpfung erzielt werden.

Eine weitere, weniger bekannte akustisch wirksame Beeinflussungsmöglichkeit besteht in der Verwendung von perforierten Blechen, die senkrecht oder parallel zur Hauptströmungsrichtung angeordnet sind. Ohne Durchströmung haben diese Bleche einen geringen Effekt auf das anliegende Schallfeld; wenn die Lochbleche aber semi-aktiv als Blende mitten in der Strömung stehen, so dass sie vom mit den akustischen Druck- und Schnelleschwankungen überlagerten Hauptstrom durchströmt werden [2], oder bei einer Anbringung als Wandauskleidung aktiv mit einem Zusatzluftstrom durchströmt werden [7], ändert sich ihr akustisches Verhalten stark, und dissipative Effekte treten ein. Die akustische Impedanz dieser Lochbleche ist wesentlich von den Strömungsverhältnissen in ihrer Umgebung abhängig.

Einige Untersuchungen beschäftigen sich mit Versuchen, dieses komplizierte

Abhängigkeitsgeflecht durch Erkenntnisse über allgemeine Zusammenhänge zwischen der Durchströmung von Blenden und den akustischen-energetischen Eigenschaften derselben aufzulösen. Untersuchungen zur Dissipation akustischer Energie in durchströmten Düsen findet man unter anderem bei Bechert [1], Howe [12] und Munjal [20]. Bis heute wurden einige weitere Untersuchungen zu diesem Thema durchgeführt, unter anderem Eldredge [6] sowie Bellucci und Paschereit [4].

### 2.3 Akustische Wechselwirkungen in Strömungen

Die Dissipation der Energie im Falle durchströmter Löcher beruht voraussichtlich auf dem folgendem physikalischen Prinzip: Die Interaktion von Schallwellen in einer Strömung führt an Kanten von schallharten Oberflächen zur Ablösung von Wirbeln. Die harmonischen akustischen Druckschwankungen über der Kantenfläche führen zu einer periodischen Wirbelablösung, akustische Energie wird in mechanische umgewandelt, die dann im weiteren Verlauf in Wärme dissipiert. Die Wirbel werden mit der Strömung weg transportiert und dissipieren dabei langsam. Die für die Wirbel aufgewendete Energie wird dem Schallfeld entzogen: in der Bilanz ist damit Schallenergie absorbiert.

Verstärkt wird dieser Mechanismus durch Ablösewirbelbildung zum Beispiel in Freistrahlen: Ein Strahl, der sich beim Austreten aus einer Düse bildet, kann als separierte Strömung angesehen werden, da der Strahl nicht an der Außenwand der Düse anliegt. In der Grenzschicht dieser Strömung kommt es zu Wechselwirkungen der akustischen Schallschnelle mit dem Freistrahelwirbeln, die sich in dem durch die Wirbelstärke  $\Gamma$  definiertem Wirbelgeschwindigkeitsfeld befinden.

Bechert zeigte, dass Schallenergietransmissions- und -reflektionseigenschaften von Düsen sich linear verhalten, solange die Schallschnelle im Düsenaustritt im Bereich nur einiger Prozent von der mittleren Durchflussgeschwindigkeit blieb [1]. Bechert stellt durch analytische Überlegungen weiter fest, dass, wenn die einzelnen Löcher eines perforierten Blechs bezogen auf ihren Durchmesser weit genug von einander entfernt sind, die für eine Einzeldüse gefundenen Erkenntnisse auf als Ansammlung voneinander unabhängig wirkender Löcher angesehene Perforate übertragen werden können.

Ronneberger [22] entwickelte eine Wirbelwellentheorie für eine durchströmte Perforatplatte, die sich experimentell gut bestätigen liess. Boji und Nilsson [5] entwickelten Ronneberger's Theorie weiter und verglichen ihre theoretischen Anpassungen mit guter Übereinstimmung mit seinen praktischen Ergebnissen. Problematisch an diesen Ergebnissen ist, dass sie nicht direkt auf perforierte Wände in Brennkammern übertragen werden können, da der akustische Einfluss des Plenums hinter der Wand berücksichtigt werden muss. Trotzdem sind diese für senkrecht in der Strömung stehende Perforate geltenden schalldissipierenden Prozesse auch an überströmten Perforaten festgestellt worden.

Zu diesen zylindrisch perforierten Linern gibt es eine Reihe von Untersuchungen. So untersuchte Ko [15], der einen perforierten Liner mit einer Hauptströmung, jedoch ohne Nebenstromeinfluss. Tam et al. [23] ermittelten experimentell und numerisch die Dissipationsverhältnisse an einer isolierten Zelle und konnten bestätigen, dass die Wirbelablösung der dominierende Mechanismus der Energieabsorption ist. Sun berechnete ebenfalls numerisch den Anteil der über diesen Mechanismus in Wirbelenergie umgewandelten akustischen Energie in [13].

Inhalt der Untersuchungen waren deshalb Planung, Durchführung und Auswer-

tung von Versuchen zu akustischen Eigenschaften verschiedener gasdurchströmter Perforate mit dem Ziel der Ermittlung einer optimalen Konfiguration beziehungsweise einem optimierten Parameterset eines gegebenen Perforates zur Unterdrückung von thermoakustischen Schwingungen in Brennkammern von Gasturbinen. Dazu wurde zuerst zur Reduzierung potentieller Einflussfaktoren in einem isoliertem Kaltversuch das Dämpfungsvermögen von mit einer Luftströmung beaufschlagten Lochblechen in einem neu beim DLR Berlin konstruierten Kaltprüfstand ermittelt.

Dabei wurden zwei verschiedene Anordnungsrichtungen untersucht, nämlich senkrecht von der Strömung durchflossene und parallel zur Hauptströmung mit einem Zusatzluftstrom beaufschlagte Perforate. Dabei wurden die Parameter Lochfläche, -größe, -anteil und -durchströmungsgeschwindigkeit variiert und die jeweilige Wirkung der Konfiguration auf einfallende akustische Energie in Abhängigkeit von der Frequenz ermittelt.

## 2.4 Schallausbreitung in Strömungskanälen

Der verwendete Algorithmus zur Modalzerlegung ist ein entscheidender Inhalt der Untersuchung, deswegen soll hier in aller Kürze eine Zusammenfassung der notwendigen Grundgleichungen erfolgen. Diese werden zuerst allgemein dargestellt.

Die konvektive Wellengleichung

$$\frac{1}{c^2} \frac{D^2 p}{Dt^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} = 0 \quad (2)$$

mit

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x}$$

beschreibt die Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen mit einer vorhandenen Grundströmung  $U$ . Für eine Frequenzkomponente  $\omega = 2\pi f$  ergibt sich aus 2 nach zum Beispiel Munjal [20]:

$$\tilde{p}(x, r, \phi, \omega) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} A_m(x, r, \omega) e^{-im\phi} \quad (3)$$

und

$$B_m(x, r, \omega) = \sum_{n=0}^{+\infty} f_{mn} \left( \sigma_m \frac{r}{R} \right) \left[ B_{mn}^+(\omega) e^{-ik_{mn}^+ x} + B_{mn}^-(\omega) e^{-ik_{mn}^- x} \right] \quad (4)$$

Hierbei beschreibt 3 den komplexen Schalldruck, wobei  $\Re\{\tilde{p}\}$  das physikalisch im Kanal vorhandene Feld bezeichnet, und  $B_m(x, r, \omega)$  die Amplitude der azimuthalen Mode der Ordnung  $m$ . Die komplexe azimuthale Modenverteilung wird in ihre Bestandteile  $B_{mn}^+(\omega)$  und  $B_{mn}^-(\omega)$ , also in mit und gegen die Strömung laufende Anteile zerlegt.  $R$  bezeichnet den Innenradius des Rohres, und die Funktion  $f_{mn}$  beinhaltet die die räumliche Verteilung des komplexen Schallfeldes im Kanal. Eine ausführlichere Darstellung dazu findet sich zum Beispiel in [10] und [11].

$k_{mn}^+$  und  $k_{mn}^-$  stellen die axiale Wellenzahl dar, die von der Grundströmung abhängt:

$$k_{mn}^\pm = \frac{k_0}{1-M^2} \left( -M \pm \sqrt{1 - (1-M^2) \left( \frac{\sigma_{mn}}{k_0 R} \right)^2} \right) \quad (5)$$

Hier beschreibt  $k_0 = \frac{2\pi f}{c}$  die Freifeldwellenzahl und  $\frac{\sigma_{mn}}{R}$  die Wellenzahl in radialer Richtung.

Einen Eindruck der einfachsten möglichen Modenformen, die für die untersuchten Fälle relevant sind, kann man dem folgenden Bild 1 entnehmen:

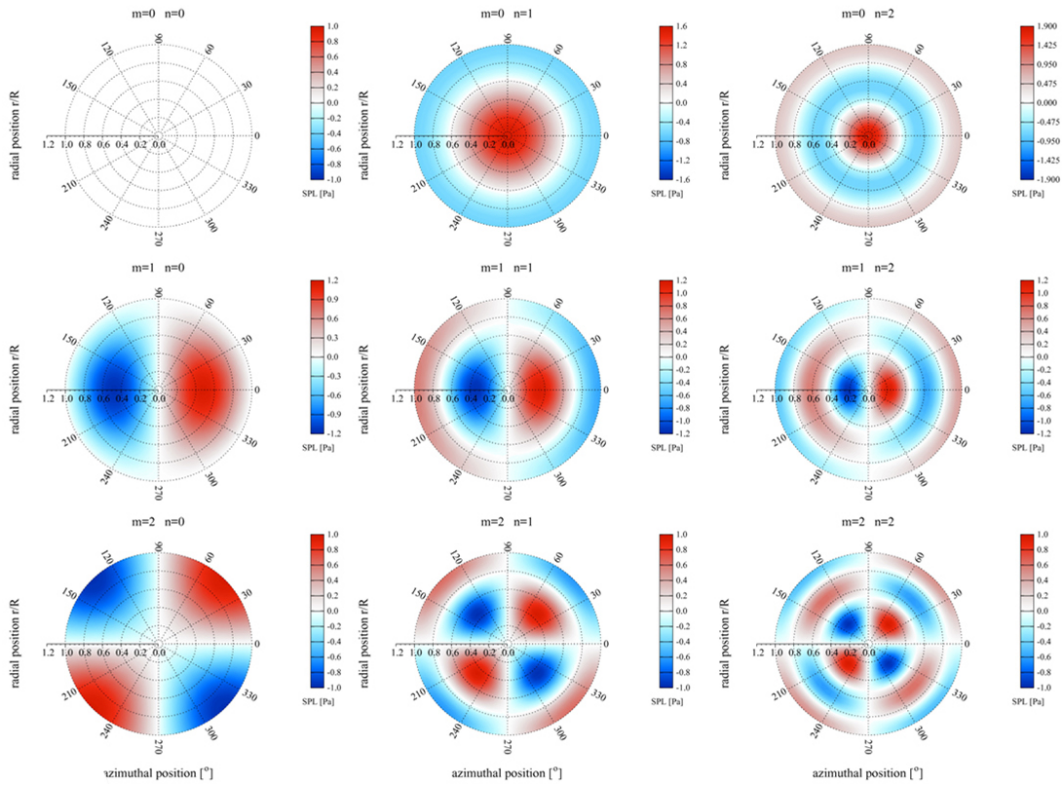


Abbildung 1: Darstellung einfacher Modenformen in einem zylindrischen Strömungskanal

Die aufgeführten Gleichungen werden mit einer selbst entwickelten Software analysiert, die für Modenordnungen  $m, n \gg 100$  schon erfolgreich eingesetzt worden ist, so bei Enghardt und anderen [8], [18].

## 2.5 Energiebetrachtungen

Die Bestimmung der Schallleistung  $P_{mn}^{\pm}$  jeder Mode mit und gegen die Strömungsrichtung erfolgt analog der zeitlich gemittelten Bestimmung der Schallintensität nach Goldstein [9]. Dies ergibt für eine Mode der Ordnung  $mn$  mit der Amplitude  $A_{mn}^{\pm}$ :

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{k_0}{2\rho c (k_0 - Mk_{mn}^{\pm})} (k_0 M + k_{mn}^{\pm} (1 - m^2)) C_{mn} |B_{mn}^{\pm}|^2 \quad (6)$$

In Holste [10] wird der Faktor  $C_{mn}$  ausführlich dargestellt.

Die Aufsummierung aller Schallleistungen der ausbreitungsfähigen Einzelmoden mit und gegen die Strömungsrichtung ergibt dann die Gesamtschallleistung  $W_T$ . Für eine ebene Welle vereinfacht sich die obige Gleichung 6 zu:

$$P_T = \frac{\pi R^2}{2\rho c} (p_0^+ (1 + M^2) - p_0^- (1 - M^2)) \quad (7)$$

## 2.6 Bestimmung der Reflektion und Transmission von Schall

Für die folgenden Darstellungen wurde eine Nomenklatur gewählt, die Vergleiche mit Ergebnissen anderer Forschergruppen erleichtert. Das Bild 2 aus [7] zeigt die axialsymmetrischen Verhältnisse in einem Kanal mit einer konstanten Grundströmung  $\vec{u}_u$  und bei einer Einblasung über die parallel angeströmten, luftdurchflossenen Seitenwände eine über den Liner als konstant angenommene Geschwindigkeit  $\vec{v}_l$  im durchströmten Liner.

Für den Fall der quer zur Hauptströmung angeordneten Platten gelten die Betrachtungen analog, es muß nur  $\vec{v}_l = 0$  gesetzt werden, und die Geschwindigkeit in den Löchern der Blende kann über das Kontinuitätsgesetz berechnet werden.

Als konstant angenommene Werte für die mittlere Temperatur und entsprechend kleine Werte für die beiden Geschwindigkeiten erlauben es, Dichte  $\bar{\rho}$  und mittlere Schallgeschwindigkeit  $\bar{c}$  als konstant über den Querschnitt anzusehen.

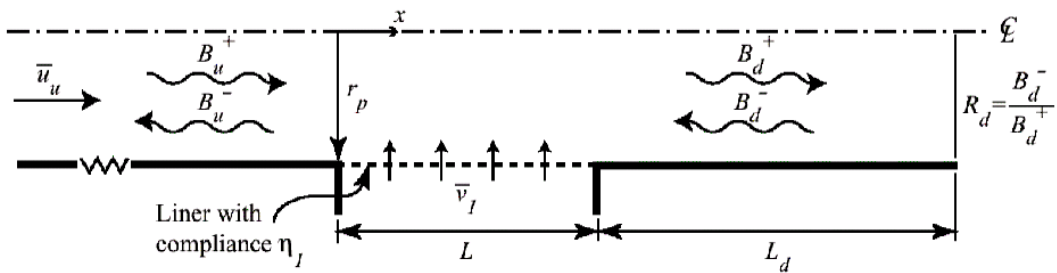


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Strömungsverhältnisse und der Akustik im Kanal mit perforierten Wänden nach [7]

Im vorderen Teil des Kanals setzt sich die akustische Welle, beschrieben durch die Druckamplituden  $B_{u,d}^{+,-}$ , wie folgt zusammen:

$$B'(x,t) = B_u^+ e^{i(\omega t - k_u^+ x)} + B_u^- e^{i(\omega t + k_u^- x)}, \quad x < 0; \quad (8)$$

Entsprechend gilt im hinteren Teil

$$B'(x,t) = B_d^+ e^{i(\omega t - k_d^+ x)} + B_d^- e^{i(\omega t + k_d^- x)}, \quad x > L; \quad (9)$$

Die beiden Amplituden in der stromab gelegenen Sektion sind durch die Randbedingung

$$B_d^- = R_d \cdot B_d^+ \quad (10)$$

miteinander verknüpft, wobei  $R_d$  den Reflektionskoeffizienten am Ende des Messkanals darstellt. Die Wellenzahlen  $k_{u,d}^{+,-}$  sind jeweils mit der im Abschnitt vorliegenden mittleren Machzahl der Strömung normiert. Für den Fall der quer zur Hauptströmung angeordneten Lochbleche ist die Machzahl in beiden Abschnitten aufgrund der Gültigkeit der Kontinuitätsgleichung und der nur geringen Druckdifferenzen konstant.

Zur Ermittlung der dissipierten Energie wurde im folgenden

$$\Delta = 1 - \frac{|B_d^+|^2 + |B_u^-|^2}{|B_d^-|^2 + |B_u^+|^2} \quad (11)$$

angesetzt: Es werden also die Energien aller „vom Testobjekt weglaufenden“ mit den Energien der „zum Objekt strömenden“ Wellen mit den Amplituden  $B$  verglichen; der relative dissipierte Anteil definiert sich dann aus der Differenz dieses Verhältnisses mit 1. Diese Definition findet sich zum Beispiel auch bei Eldredge [7] ist etwas allgemeiner als die von Bechert in [1] verwendeten Formel; bei diesem wird praktisch nur der erste Bereich des Rohres analysiert, und die Differenz von 1 mit dem Verhältnis der ab- zur einstrahlenden Energie  $r = B_u^- / B_u^+$ , also  $\Delta = 1 - r$  liefert den dissipierten Anteil.

## 3 Teststände

### 3.1 Kaltkanal

Für das Projekt in der AG Turbo wurde eine neue Anlage konzipiert. Hierbei wurde der Durchmesser des Hauptrohres so gewählt, dass mit der vorhandenen Luftversorgung in der Hauptströmung Geschwindigkeiten von bis zu  $Ma=0.2$  realisiert werden können. Das Bild 3 zeigt diesen Kanal und den Objektträger für die senkrecht stehenden Perforatplatten.

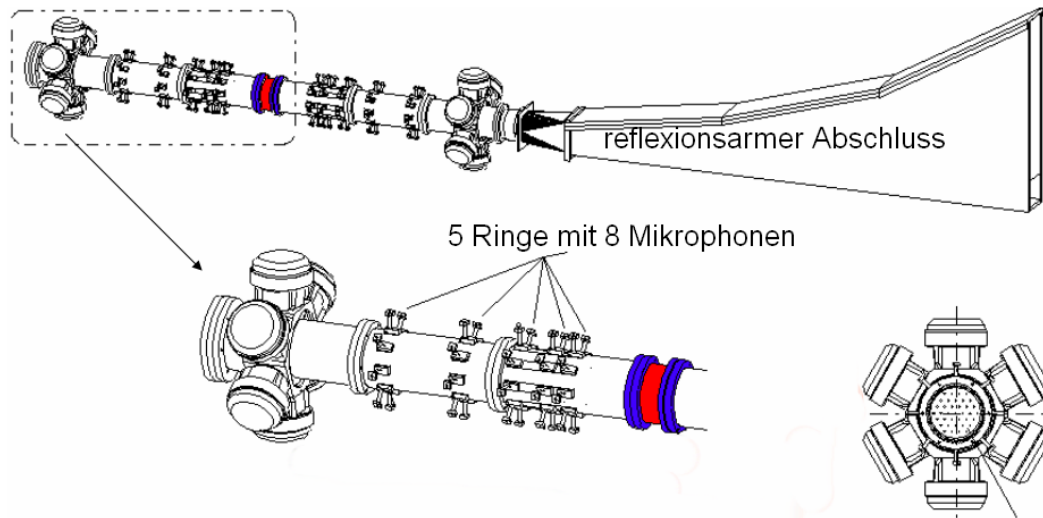


Abbildung 3: Konstruktionszeichnung mit Einzelsegmentdarstellung des neuen akustischen Testkanals in Berlin)

Die Anlage besteht aus zwei Aluminiumrohren, jeweils 1200mm lang und mit einem Durchmesser von 140mm, die spiegelsymmetrisch einen Objekthalter in ihrer Mitte haben. Für den Fall der senkrecht stehenden Objekte ist dieser 100mm lang, für die überströmten Fälle 280mm. An die äußeren Enden der Rohre sind jeweils ein Ring aus 6 Lautsprechern angebracht. Damit diese nicht als Resonatoren wirken, wenn an der jeweils anderen Seite angeregt wird, können die jeweiligen Kavitäten eines Lautsprecherringes mit entsprechenden Dummies aufgefüllt werden.

Dieses Design lehnt sich an an den von Ronneberger verwendeten Aufbau [22], allerdings mit einem deutlich größeren Innendurchmesser, um das Einsetzen von höheren Moden zu begünstigen, die in diesem Versuch ebenfalls untersucht werden sollen. Am stromab gelegenen Ende schließt ein reflektionsarmer Abschluss den Kanal ab. Leider konnte auf der Einlaufseite aus räumlichen Gründen kein solcher Abschluss integriert werden. Hier besteht der Einlauf aus einer Einlaufdüse, die in einem Beruhigungskessel steht.

Die benötigte Hauptströmung wird hierbei von einem 30kW-Radialverdichter aufgeprägt, der aus Lärmschutzgründen in einem anderen Raum steht und über ein Rohrsystem den großen Beruhigungskessel füllt. Der maximal erreichbare Volumenstrom ohne Druckhindernisse im Kaltkanal, also zum Beispiel im Fall der perforierten Wände, beträgt hierbei  $1 \text{ m}^3/\text{s}$ . Mit den Lautsprecherringen kann der Strömung ein beliebiges Druckschwankungsfeld aufgeprägt werden.

Für die ersten Untersuchungen werden diese Lautsprecher mit ebenen Wellen einer Frequenz, d.h. einer über den Ring gleichmäßigen Druckschwankung beauf-

schlagt. Der auswechselbare Mittelteil, der im ersten Versuchabschnitt mit Lochplatten verschiedener Parameter versehen wird, ist in Abbildung 3 in Quer- und Schnittansicht mit einer solchen Platte abgebildet. In den folgenden Untersuchungen wurden auch Anregungen mit weißem Rauschen realisiert. Dies ermöglicht eine wesentlich schnellere Auswertung, allerdings bei relativ deutlich geringeren Energiedichten der einzelnen Frequenzen. Die in der folgenden Tabelle 1 aufgeführten quer zur Hauptströmung angeordneten Lochbleche wurden untersucht.

Plattenummer	Anzahl Löcher	Loch-Ø[mm]	Lochanteil [%]
1	163	5	20.79
2	17	11	11.37
3	19	5	2.42
4 (& 5)	37	5	4.71
6	91	5	11.6
7	37	7.8	11.48

Tabelle 1: Verzeichnis der Plattenparameter, senkrechte Anordnung

Im zweiten Versuchsteil wurden die quer angeströmten Module untersucht. Hierfür wurde der Versuchsstand mit einem anderen Mittelsegment versehen, in das 280mm oder zwei mal rohrinnendurchmesserlange perforierte Röhren eingebracht werden konnten. Das aus perforiertem Rohr und äusserer Plexiglashülle gebildete Plenum verfügt über eine unabhängig von der Hauptströmung regelbare Luftversorgung und wird über Differenzdruckmesser kontrolliert. Die Plenumtiefe beträgt in den untersuchten Fällen unverändert bleibende 50mm. Über eine Abdeckung des inneren Segments lassen sich verschiedene Einblaslängen und damit auch bei nicht veränderter Sekundärluftmenge variierbare Geschwindigkeiten realisieren.

Im zweiten Versuchsteil wurden die in der Tabelle 2 aufgeführten perforierten Zylinder untersucht, die von einem variablen Zusatzluftstrom - Spalte 4 - beaufschlagt wurden.

Probe	Loch-Ø[mm]	Länge [ $L_{aktiv}/Kanal-Ø$ ]	Einblas- $\vec{v}$ [m/s]
1	2	0.5; 1; 1.5; 2	0 - 6.0
2	2,5	0,5; 1; 2	0 - 6.0
3	3	0.5; 1; 2	0 - 6.0

Tabelle 2: Verzeichnis der Parameter der perforierten Wände

### 3.2 Modellbrennkammer Berlin

Im DLR Berlin befindet sich ein eigener Brennerprüfstand mit einem 30kW-Brenner, der mit optischen und akustischen Messtechnik ausgestattet ist. Der für die hier vorgestellten Untersuchungen verwendete Aufbau besteht aus einem anwendungsnahen Zweistrom-Drallbrenner mit zwei Teilluftströmen durch eine Innendüse und eine konzentrisch um diese herum angeordnete Außendüse. Zwei radiale Drallkörper erzeugen in beiden Teilströmen einen gleichsinnig gerichteten Drall. Das Brenngas, hier Methan, wird durch 72 ringförmig angeordnete Kapillarkanäle zwischen die Teilluftströme eingedüst und verbrennt als Diffusionsflamme.



Diese Brennkammer neigt zu starken eigenerregten Schwingungen. Bei einem einfachen Test mit einem oben offenen Rohr von ca. 50cm Länge, das auf die Düse gesetzt wurde, ergaben sich in Abhängigkeit vom Luft-Brennstoff-Verhältnis die folgenden Spektren für den Schalldruck:

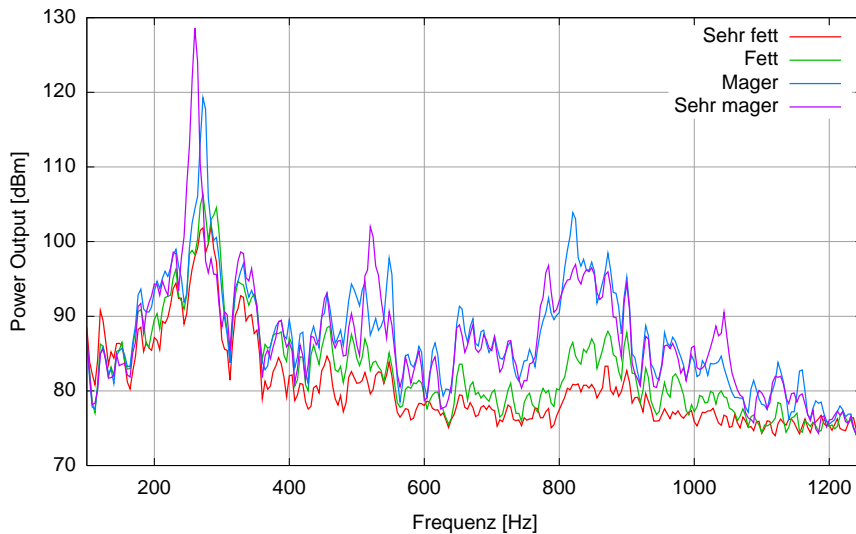


Abbildung 4: Testspektren der Kleinbrennkammer in Berlin

Die Brennkammer kann für optische Untersuchungen mit einem Quarzglaszylinder von 100 mm Durchmesser und 113 mm Länge gebildet werden. Akustische Messungstechnik lässt sich in dieser Konfiguration nicht direkt in der Brennkammer anbringen, solche Messungen sind dann nur im anschließenden Abgaszylinder möglich. Der Glaszylinder kann für akustische Messungen direkt in der Brennkammer mit einem Edelmetallzylinder exakt gleicher Abmessungen ausgetauscht werden.

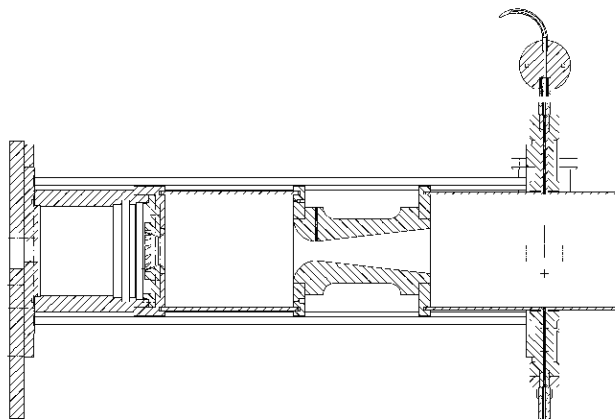


Abbildung 5: Schnittzeichnung der Brennkammer in Berlin-Charlottenburg

Den Brennkammerabschluss bildet, wie in Abbildung 5 dargestellt, eine konvergent-divergent geformte Düse. Die Düsenkontur ist austauschbar, somit ist eine Variation des Durchmessers am engsten Querschnitt und damit der Austrittsmachzahl möglich. Die Düse ist an ein kreiszylindrisches Abgasrohr von 100 mm Durchmesser und 1000 mm Länge angeschlossen. Das folgende Bild 6 stellt die Gesamtansicht dar.

An dem Abgasrohr sind Aufnahmehalterungen für Mikrofonsonden an jeweils drei Axial- und vier Umfangspositionen vorgesehen. Den Abschluss des Abgasrohres bildet ein Diffusor mit zunehmendem Lochanteil in Strömungsrichtung. Die Löcher mit dem Durchmesser von 2 mm sollen den akustischen Impedanzsprung am Abgasrohraustritt abschwächen, um Reflexionen der stromab laufenden Schallwellen zu mindern.

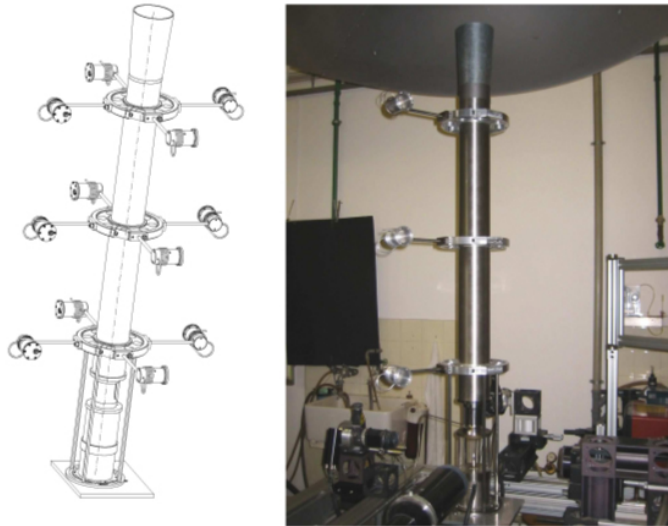


Abbildung 6: Gesamtansicht der Brennkammer in Berlin-Charlottenburg

Der Düseneinlauf besteht aus einem Viertelkreissegment und mündet in einen kegelförmigen Diffusor. Zur Auslegung der Düsenkontur und speziell des Diffusorwinkels wurden zunächst Untersuchungen der kalten Strömung mittels LDA-Messtechnik vorgenommen. Die dafür aus Aluminium gefertigte Düse hatte einen Durchmesser von 17 mm am engsten Querschnitt. Die gemessenen Profile der axialen und der azimuthalen Geschwindigkeitskomponente stromab der konvergent-divergenten Düse zeigen deutlich, dass die Drallkomponente noch stark in der Strömung erhalten bleibt. Dadurch kommt es im Diffusorteil der Düse trotz des relativ großen Diffusorwinkels nicht zu Strömungsablösungen an der Wand.

Auf die Diffusorwand geklebte Wollfäden zur Strömungssichtbarmachung konnten dieses Ergebnis bestätigen. Mit dieser Auslegungsgrundlage wurden vier verschiedene Düsenkonturen aus zunderfestem hitzebeständigen Stahl mit den engsten Querschnittsdurchmessern von 7,5; 17; 20 und 30 mm konstruiert. Damit können verschiedene Machzahlen bis 0,8 am Brennkammeraustritt erzeugt werden. Der Aufbau der Brennkammer wurde gemeinsam mit der DFG-Forscherguppe „Verbrennungslärm“ durchgeführt.

### 3.3 ASC - Sektorenprüfstand in Köln

Der Atmosphärische Sektor Brennkammerprüfstand ist für die experimentelle Untersuchung der thermoakustischen Schwingungen in diesem Projekt entwickelt worden. Dies wurde vom Institut für Antriebstechnik in Köln gemacht. Dabei wurde die Brennkammer so konzipiert, dass sich möglichst viele verschiedene Betriebszustände realisieren lassen. Weiterhin mussten bei der Konzeption der Brennkammer die Möglichkeit zur Aufnahme der technisch und geometrisch sehr verschiedenen Bren-

ner der Industriepartner Alstom und Siemens gewährleistet werden. Zur möglichen akustischen Modulation wurde ein Aufbau in Segmenten gewählt.

Die Verbrennungsluft wird dabei aus dem 10bar-Druckluftversorgungsnetz entnommen. Der Massenstrom wird über einen Corioliszähler gemessen wird. Danach kann die Hauptluft mit einem elektrischen Lufterhitzer auf eine Brennkammer-eintrittstemperatur von bis zu 700K vorgeheizt werden. Hinter dem Lufterhitzer befindet sich eine Prallplatte mit kritischen Düsen zur erneuten Bestimmung des Massenstroms der vorgewärmten Verbrennungsluft, dahinter eine 180°-Umlenkung der Verbrennungsluft, an die sich ein Wabengitter zur Vergleichmäßigmachung der vorgewärmten Verbrennungsluftmassenstrom anschliesst. In dem danach folgenden Plenum wird die Verbrennungsluft verzögert, bevor diese durch den jeweils eingesetzten Brenner in die Brennkammer eintritt.

An dem Plenum befinden sich acht am Umfang angebrachte Zugänge, an denen Lautsprecher zur Frequenzstabilisierung von Verbrennungsschwingungen angeflanscht werden können. Da die zu untersuchenden Gasturbinenbrenner der Industriepartner geometrisch sehr unterschiedlich sind, werden die Brenner jeweils auf einen Brennerträger montiert, der in der Umlenkung befestigt wird. Aufgrund der unterschiedlichen Geometrie der Brenner muss auch die Kopfplatte der Brennkammer auf den jeweiligen Brenner angepasst sein. Die Kopfplatte selber ist so konzipiert, dass sie zum einen konvektiv gekühlt werden kann, zum anderen besteht die Möglichkeit, anstatt einer normalen Kopfplatte passive Dämpfungselemente einzusetzen.

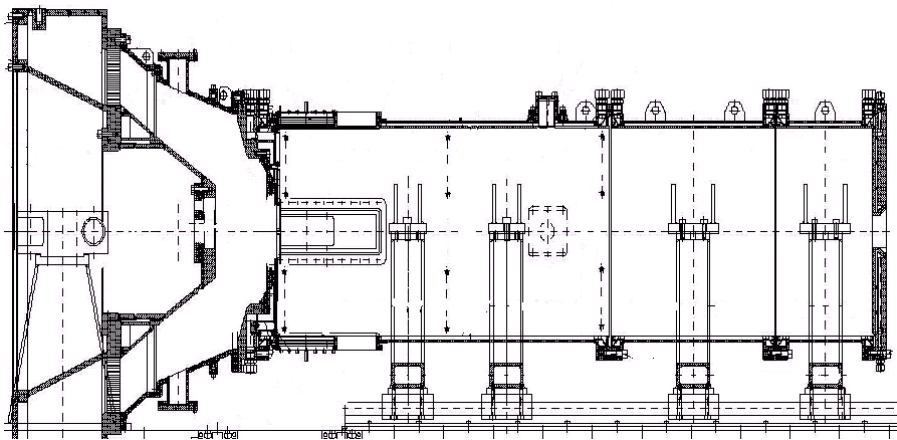


Abbildung 7: Konstruktionszeichnung der ASC-Brennkammer in Köln

Stromab schließt sich die Brennkammer an, die aus bis zu drei unterschiedlich langen, ansonsten aber konstruktiv ähnlichen Modulen besteht. Der innere Rohrdurchmesser beträgt 500 mm. Zur inneren konvektiven Kühlung sind die Module doppelwandig gefertigt. Im Bereich der Einlass- und Auslassöffnungen sind Lochbleche vorhanden, deren Funktion es ist, für eine gute Verteilung der Kühlluft über den gesamten Umfang der Brennkammer zu sorgen.

Die Module verfügen entlang ihrer Achse über Messpunkte, welche die statischen Druck- und Temperaturwerte an der Innenseite der Brennkammerwand messen. Für alle durchzuführenden Versuche wird das Brennkammerhauptmodul mit einer Länge von 1000mm verwendet aus Abbildung 7. Neben zahlreichen statischen Druck- und Temperaturmessstellen entlang der Längsachse auf der Flammrohrwand

sind auf diesem Modul auch drei Ringe mit jeweils acht gleichmäßig über den Umfang der Brennkammer verteilten Stützen angebracht. Diese dienen den im nächsten Kapitel beschriebenen Sonden als Halterung, mit denen die Brennkammerschwingungsmoden ermittelt werden können.

### 3.4 Sensortechnik und Datenerfassung

#### 3.4.1 Mikrofonsonden

Ein wichtiger Meilenstein des Projekts 4.4.2c ist die Bereitstellung akustischer Messtechnik für Messungen in Brennkammern. Untersuchungen direkt an einer sich im Betrieb befindlichen Brennkammer mit Mikrofonen stellen eine besondere Anforderung an die Messtechnik dar, da es sich bei den vorliegenden Betriebsbedingungen in einer Brennkammer mit Temperaturen bis 1600K und stark schwankenden Wechseldruckanteilen mit bis zu 1 bar Schwankungsanteil - entsprechend 190 dB - um für Mikrofone nicht unbedingt standardmäßige Bedingungen handelt. Um trotzdem die für eine Modalanalyse benötigte Messgenauigkeit zu erreichen, wurde im Rahmen des Projektes eine eigene Sondenkonstruktion für Messungen in Druck- und Temperaturzonen entwickelt, die mit herkömmlichen Standardmessgeräten nicht untersucht werden könnten. Nach entsprechenden Vorversuchen wurde die in Abbildung 8 dargestellte Konstruktion der Mikrofonhalter gewählt, um allen Anforderungen des Projekts zu genügen.

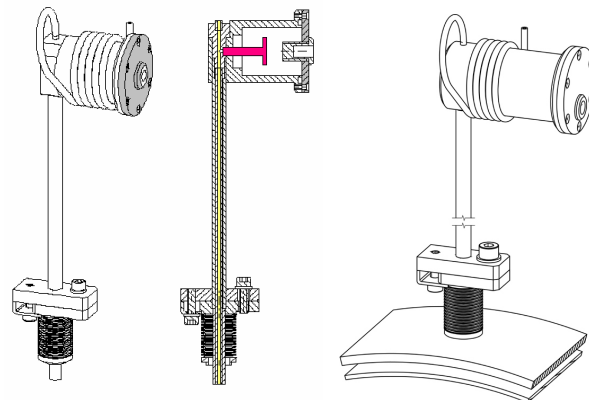


Abbildung 8: Sondenkonstruktion mit innerem Mikrophon (rot) in druckdichter Kapsel. Links: Erste Zeichnungen; Rechts: Produziertes Modell

Durch die räumliche Trennung von Mikrofon und Brennkammer kann bei einem definierten Laufzeit- und damit Phasenunterschied die Messung in der Brennkammer bzw. im Abgasrohr erfolgen. An das unten von der Halterung aus in den Brennraum hineinragenden, bündig mit der Brennkammerwand abschließenden Rohr aus hochwarmfestem Stahl, das kontinuierlich über die oben am Zylinder befestigte Spirale nach dem Prinzip der semi-unendlichen Röhre verläuft, wird senkrecht im Zylinderraum unter Gleichdruckbedingungen das Mikrofon 40BP mit Messvorverstärker angebracht.

Dabei ist durch sehr feine Ausgleichsöffnungen darauf geachtet worden, dass sich im Umfeld des Mikrofons der gleiche Druck wie in der Brennkammer bzw. im Abgasrohr einstellt. Durch die obige Öffnung lässt sich während der Messungen ein kühlendes Spülgas zuführen, das gleichzeitig eventuell eindringende Rauchgase



Abbildung 9: Sonden mit Mikrophon an Brennkammer während des Meßbetriebs

aus dem Brennraum, die der empfindlichen Mikrofonmembran schaden könnten, verdünnt oder austreibt.

Nach einer Literatur- und Marktrecherche wurden die Mikrofone 40BP der Firma Gras, Dänemark, als geeignet ermittelt. Diese sind 1/4-Zoll-Mikrofone, die aufgrund ihrer geringen Empfindlichkeit für sehr hohe Schalldrücke bis 194 dB geeignet sind. Aufgrund der geringen Größe sind sie ideal einbaubar und können deshalb in ihrem Frequenzbereich bis 20 kHz verwendet werden. Diese Mikrofone können den erwarteten Druckschwankungsbereich problemlos verkraften, müssen aber trotzdem vor den zu erwartenden hohen Temperaturen geschützt werden.

### 3.4.2 Datenerfassung und Auswertung

Das Schallfeld im allen für die Untersuchungen vorgesehenen Prüfständen kann über die in Abbildung 3 erkennbaren Mikrofonpositionen aufgezeichnet werden. Durch die vorhandenen jeweils 5 Ringe mit maximal 8 Mikrofonstutzen können maximal 80 Kanäle eingebaut werden. Für die meisten Untersuchungen wurden die Daten mit 32 Mikrofonen aufgezeichnet. Die verwendete Datenerfassungsanlage ist ein Eigenbau der DLR-Berlin. Mit dieser können bis zu 256 Kanäle zeitgleich mit bis zu 50kHz in 24bit Auflösung erfasst werden.



Abbildung 10: Bild der in Eigenkonstruktion gefertigten Messanlage. Links: Eingangskanäle; Rechts: Bedienoberfläche

Über eine Modalzerlegung wurden die erfassten Daten analysiert und die Reflexion, Transmission und Dissipation der Schallenergie an den untersuchten Meßobjekten bestimmt. Die entsprechenden Gleichungen dazu finden sich in Kapitel 3.

Die Anzahl der Mikrophone wurde so ausgewählt, dass auch die höheren Moden berücksichtigt werden konnten.

Für die Messungen kann auch auf die 16-Kanal-Oros-Messanlage des DLR Berlin zurückgegriffen werden. Diese Anlage verfügt über 16 Kanäle, die separat mit bis zu 100kS/s abgetastet werden können. Auf der Anzeige des Front-Ends können während der Messungen schon Kreuzkorrelationen und Echtzeitspektren angezeigt werden, was insbesondere in instationären Zuständen der Brennkammer eine Analysemöglichkeit offenlässt.



## 4 Messungen und Ergebnisse

### 4.1 Messungen im Kaltkanal

#### 4.1.1 Ergebnisse senkrechter Platten

Für diesen Vorbericht sollen nur exemplarisch die Ergebnisse der Dissipation an einer senkrecht stehenden Platte aufgezeigt werden. Die vollständigen Ergebnisse aller Platten werden im Abschlussbericht dargestellt. Für die Platten gelten folgende Randbedingungen: Die Plattendicke wurde nicht variiert und betrug 2.74mm; die Platten waren scharfkantig, aber gratfrei. Im folgenden sollen exemplarisch die Zusammensetzung der Ergebnisse anhand Platte Nr. 2 dargestellt werden. Diese verfügt über 17 Löcher mit einem Durchmesser von 11mm, was zu einem offenen Flächenanteil von 11.37% führt. In den Abbildungen 14 bis 16 werden die Ergebnisse der anderen Platten ebenfalls aufgeführt.

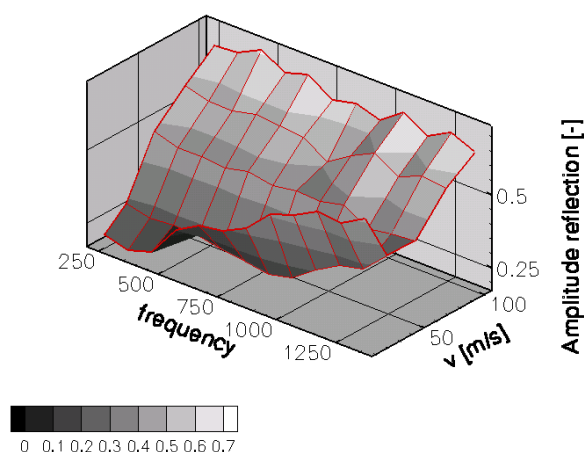


Abbildung 11: Reflektion von Schallamplitude an Blende 2 in Abhängigkeit von Frequenz und Druckverlust über Blende

Die Abbildung 11 versucht darzustellen, dass die Reflektion der eintreffenden Schallamplitude mit zunehmendem Druckverlust, also mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit in den Löchern, im Bereich höherer Frequenzen zuerst abnimmt, ein Minimum erreicht und dann monoton zunimmt. Bei der höchsten erreichbaren Strömungsgeschwindigkeiten von 100 m/s oder  $Ma=0.3$  liegt der durchschnittlich reflektierte Anteil  $B_u^-/B_u^+$  über den gesamten gemessenen Frequenzbereich bei 70%. Nach der zur Charakterisierung von Linern häufig (z.B. [4]) verwendeten Berechnung des dissipierten Anteils der Energie mit  $\Delta = 1 - (B_u^-/B_u^+)^2$  ergibt sich somit für diesen Fall eine durchschnittliche Dissipation von 51% der einfallenden Schallenergie.

Für die Transmission ergibt sich ein nach bei kleineren Frequenzen anfänglicher Zunahme - was einer strömungsinduzierten Verbesserung der Transmission entspricht - mit der Strömungsgeschwindigkeit immer stärker werdender Versiegelungseinfluss der Strömung, der sich in einem Abfall der transmittierten Schallamplitude, die im Fall ohne Strömung bei über 75% liegt, auf Werte von durch-

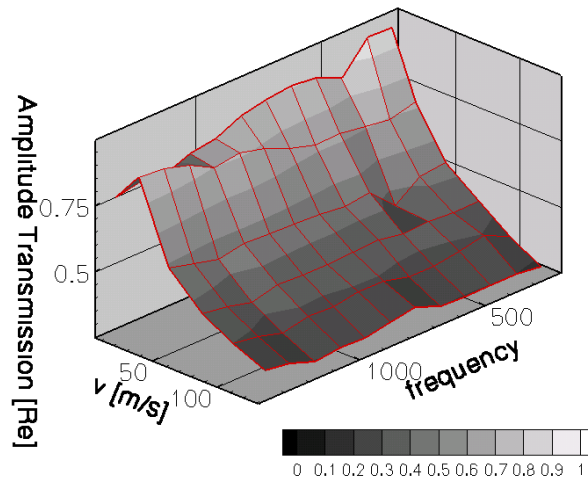


Abbildung 12: Transmission von Schallamplitude an Blende 2

schnittlich nur noch 10% zeigt, siehe Abbildung 12. Dies entspricht einer transmittierten Energie von nur noch 1%. Dazu sind Geschwindigkeiten in der Blende von  $Ma=0.25$  ausreichend.

Diese Abhängigkeit entspricht den Erwartungen: Im Bereich geringer Strömungsgeschwindigkeiten sind Ablöseerscheinungen im Bereich der Strahleinschnürungen zu vernachlässigen, Interaktion der Freistrahlen findet nicht statt. Mit zunehmender Strahlgeschwindigkeit in den Löchern der Platte kommt es zu stärkeren Wirbelablösungen, die sich in einem grösseren dissipierten Anteil zeigen.

Die Berechnung der dissipierten Energie nach Formel (11) ergibt die folgende Abbildung 13. Diese Darstellung zeigt das erwartete Phänomen: Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit ist eine Zunahme der Dissipation festzustellen.

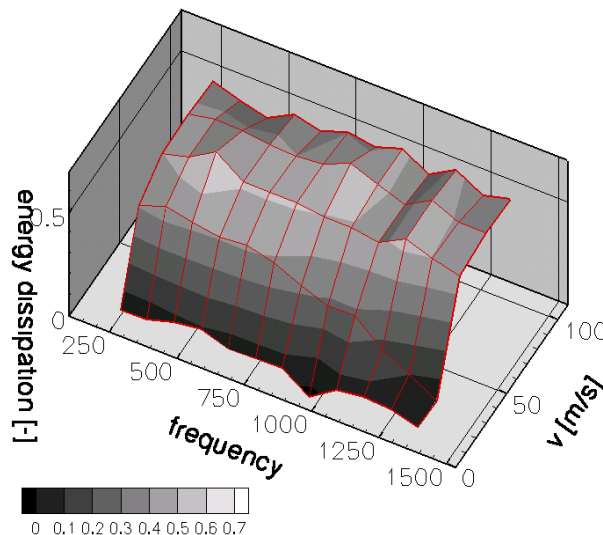


Abbildung 13: Dissipation von Schallenergie an Blende 2

Nach Bechert [1] sollte das Maximum für Platte 2 mit einem Anteil der offenen Fläche von ca. 11% bei einer Machzahl  $Ma = 0,11$  liegen. Dies ist nicht in Überein-



stimmung mit dem experimentellen Ergebnis: hier liegt das Maximum im Bereich von 50-75 m/s, was eher einem Machzahlbereich von  $Ma = 0,15 - 0,2$  entspricht. Trotzdem ist diese Übereinstimmung aufgrund einer rein analytischen Theorie als gut zu betrachten.

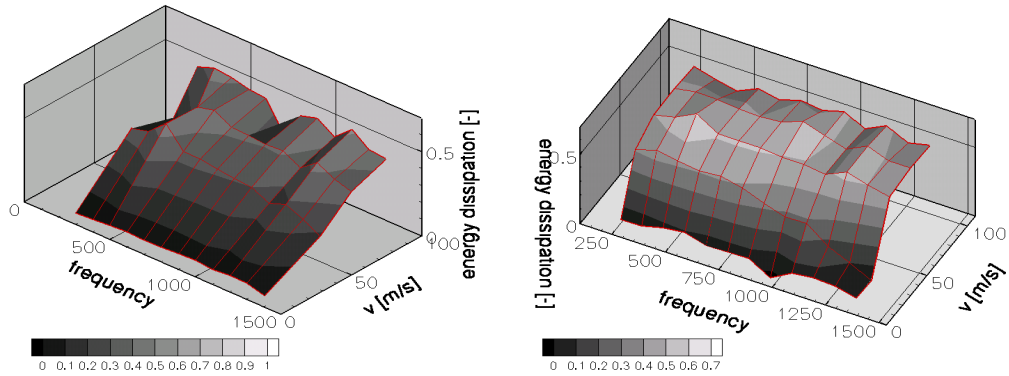


Abbildung 14: Blende 1 (links) und Blende 2 (rechts)

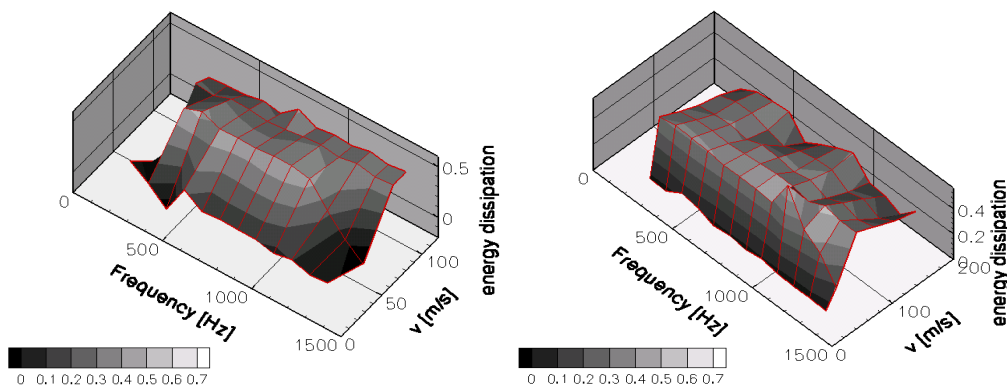


Abbildung 15: Blende 3 (links) und Blende 4 (rechts)

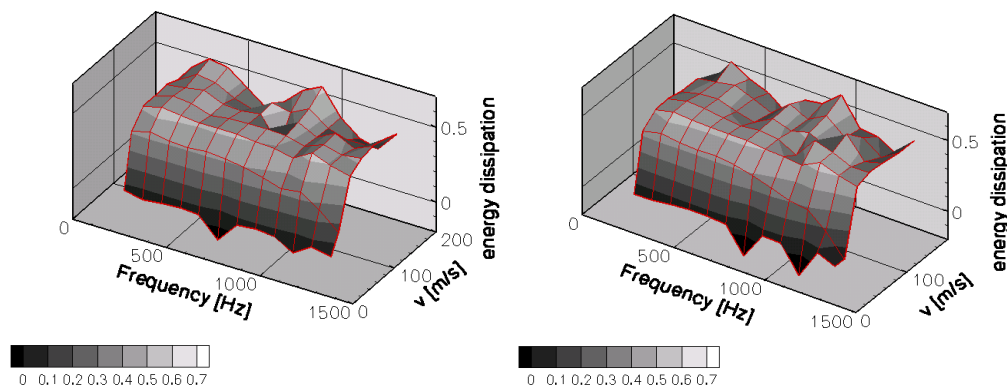


Abbildung 16: Blende 6 (links) und Blende 7 (rechts)

### Zusammenstellung der Dissipationsprofile der getesteten Platten

Ebenso wie Platte 2 wurden alle anderen Platten aus Tabelle (1) vermessen. Die Ergebnisse zur Dissipation in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit in den Löchern sind in den folgenden Abbildungen 14, 15 und 16 zusammengestellt.

## 4.1.2 Parametervariationen

### Platten mit unterschiedlichen Lochdurchmessern bei gleichem Lochanteil

Drei Platten mit einem konstanten Lochanteil von 11% werden in der folgenden Abbildung gegenübergestellt für eine Machzahl  $Ma = 0.23$ . Hierbei zeigen sich starke Ähnlichkeiten in den Darstellungen der Dissipation über der Frequenz. Es sind also in dem untersuchten Bereich keine eindeutigen Einflüsse von Lochgröße oder Lochanzahl feststellbar.

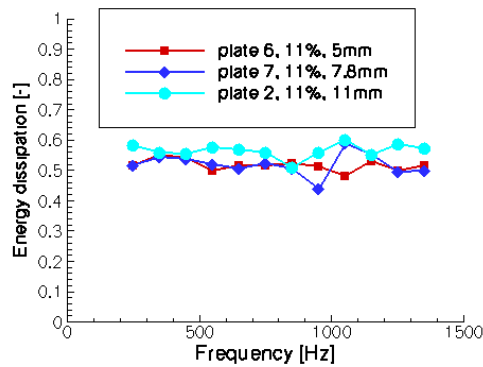


Abbildung 17: Vergleich verschiedener Blenden mit unterschiedlichem Lochdurchmesser

### Platten mit unterschiedlichen Lochanteilen bei gleichem Plattendurchmesser

Für die gleiche Machzahl werden in Abbildung(18) Platten mit unterschiedlichem Lochanteil, aber gleicher Lochgröße verglichen. Hierbei ist die Machzahl im Loch konstant gehalten worden, der Gesamtdurchfluss steigt also mit zunehmender Machzahl, wie im obigen Fall bei einer Machzahl  $Ma = 0.23$ . Hierbei liegt das Maximum der Dissipation bei einer offenen Lochfläche von 11%.

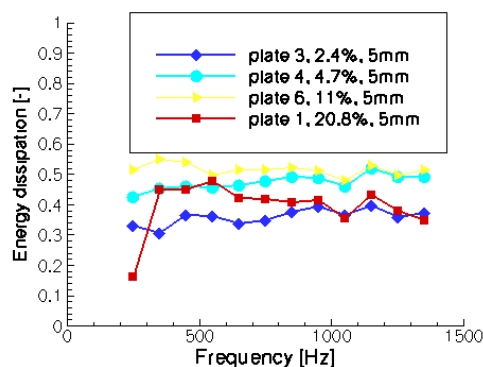


Abbildung 18: Vergleich verschiedener Blenden mit unterschiedlichem Lochanteil

### **Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit**

In Abbildung 19 sind die reflektierenden Eigenschaften bei gleicher relativer Strömungsgeschwindigkeit im Loch dargestellt. Hierbei variiert natürlich die Durchflussmenge erheblich. Bei der hohen dargestellten Machzahl  $Ma = 0.43$  ist zu sehen, dass bei einem Flächenanteil der Löcher von über 20% die maximale Reflektion der Amplitude bei 50% liegt, also energetisch betrachtet bei nur einem Viertel der Ausgangsenergie. Zu erkennen ist auch, dass im Vergleich der Platten 3 und 4, die über einen um 50% unterschiedlichen Lochanteil verfügen, bei der hohen Strömungsgeschwindigkeit keine Unterschiede feststellbar sind.

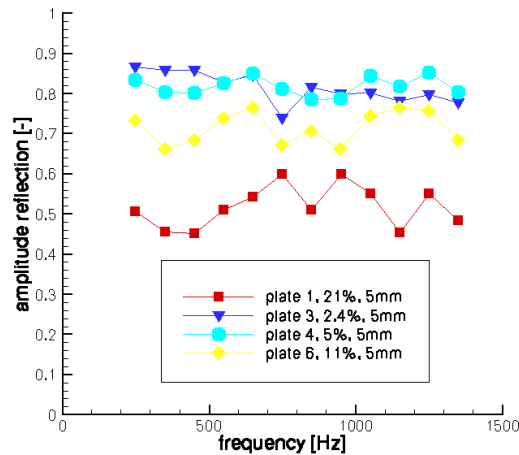


Abbildung 19: Reflektion bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Loch von  $Ma=0.43$

### **Einfluss der Plattendicke**

Im Rahmen der getesteten Parameter im Falle von senkrecht angeströmten Platten konnte für den Fall 4 ein Test mit doppelter Plattendicke durchgeführt werden. Die beiden Ergebnisbilder sind in der folgenden Abbildung 20 zu sehen. Der beobachtete Effekt ist nicht sehr groß, es ist aber eine leichte Verringerung der Dissipation mit zunehmender Plattendicke feststellbar.

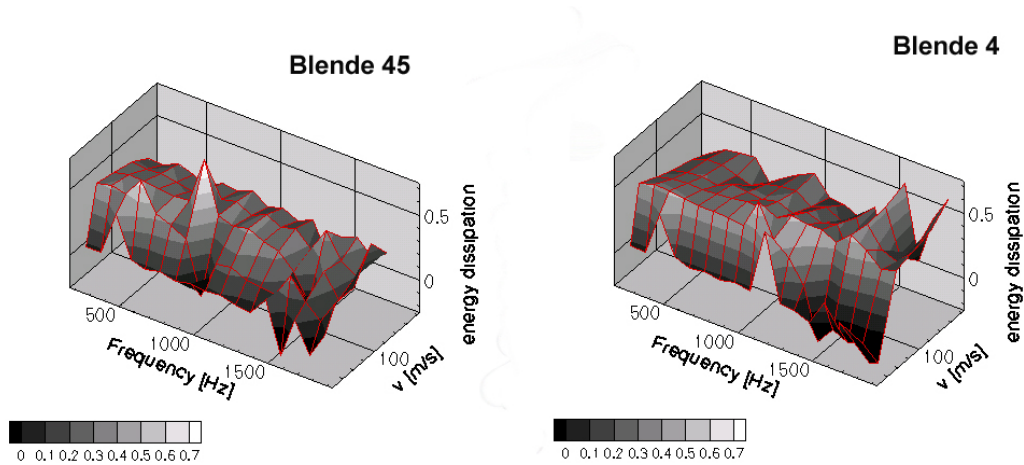


Abbildung 20: Einfluss der Plattendicke, Verdopplung im Falle Blende 45

Ein optimales Ergebnis wäre nach Howe [12] für den nicht realistischen Fall

unendlich dünner Platten zu erwarten. Die Plattendicke ist aber für den vorgesehenen Einsatz in Brennkammern eine von den Festigkeitsanforderungen vorgegebene Größe.

### 4.1.3 Ergebnisse zu Wänden mit Durchströmung

Für den Einsatz in Brennkammern besonders interessant sind die akustische Eigenschaften von perforierten Wänden, die von einem Zusatzvolumenstrom durchflossen werden. Dieses Prinzip wurde früher in Brennkammern ohne Berücksichtigung des akustischen Potentials dieser Anordnung zur effugativen Filmkühlung genutzt. Die dabei genutzten dissipativen Prozesse zur Vermeidung von Druckschwankungen wurden erst beim Weglassen dieses Kühlmechanismus zur Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Ansätzen erkannt. Diese Art der Anordnung wird von vielen Anwendern auch als „Resonator-“Anordnung bezeichnet.

Zur Untersuchung der Eigenschaften dieser Perforatwände wurde der selbe Kaltkanal wie in Abbildung 3 verwendet. Die getesteten Parameter sind in Tabelle 2 auf Seite 11 zu finden. Diese Parameter wurden bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten im Hauptkanal variiert. Die folgenden Kapitel zeigen einige ausgewählte Messergebnisse.

### 4.1.4 Betrachtung der Ergebnisse an Rohrschuss 1

Für den ersten untersuchten Fall einer Blende mit 2mm Lochdurchmesser ergaben sich aus den Messungen die folgenden Ergebnisse. In Abbildung 21 sind auf der linken Seite die gemessenen Transmission und auf der rechten Seite die gemessene Reflektion aufgetragen. Interessant ist hierbei, dass die durchströmten Wände einen deutlich nachweisbaren Einfluss auf die akustischen Eigenschaften des Gesamtsystems haben: Obwohl sich weder Querschnitt des Rohres noch Wandmaterial ändern, wird das Schallfeld beim Übergang vom stromauf gelegenen Rohr auf den perforierten Mittelteil stark verändert: Es sind reflektierende Eigenschaften der mittleren Sektion mit dem perforiertem Wandteil festzustellen. Hierbei liegen die reflektierten Amplituden im Mittel der Messungen bei einer Flußgeschwindigkeit in der Hauptströmung von 34 m/s im Bereich von über 70%. Mit steigender Einblasgeschwindigkeit ist eine leichte Abnahme der Reflektion festzustellen.

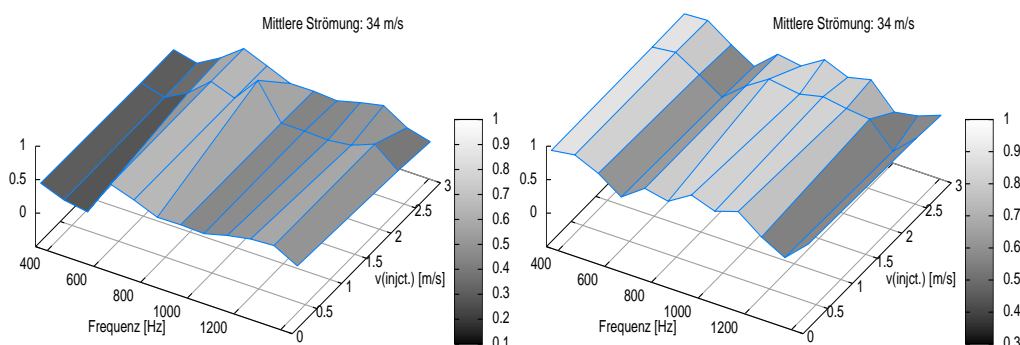


Abbildung 21: Transmission (links) und Reflektion (rechts) an Blende 1 bei einer Hauptströmung von 34m/s als Funktion der Einblasgeschwindigkeit

Transmission und Reflektion ergänzen sich hierbei klar erkennbar: Während zum Beispiel die Reflektion der Amplitude im Bereich von 650Hz und 1300Hz

deutlich reduziert ist und um 40% unter den anderen Reflektionswerten liegt, ist in genau diesen Bereichen die Transmission auf Werte erhöht, die um 100% über den Schnitt der anderen Transmissionswerte liegen. In ihrer Wirkung auf die gesamte akustische Dissipation - hierbei werden alle in Formel (11) auf Seite 8 angeführten Anteile  $(B_d^+)^2$ ,  $(B_u^-)^2$ ,  $(B_d^-)^2$  und  $(B_u^+)^2$  miteinander verrechnet - ergibt sich die Darstellung nach Abbildung 22.

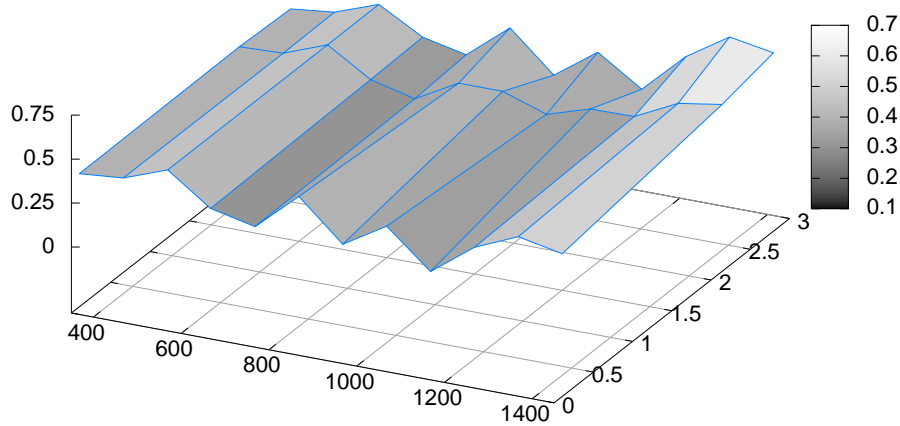


Abbildung 22: Dissipation an Blende 1, Hauptströmung 34m/s, als Funktion der Einblasgeschwindigkeit

Insgesamt ist somit eine sehr gleichmässige akustische Wirkung des perforierten Segments mit Einblasung festzustellen. Mittelt man einfach arithmetisch die gemessenen Dissipationen bei den getesteten Fällen von 0,1 m/s, 2,1 m/s und 2,8 m/s, ergeben sich Werte von jeweils 37%, 42% und 45%. Es ist also eine Zunahme der Energiedissipation festzustellen.

### Darstellung der Ergebnisse der anderen Platten

Ebenso wie Perforat 1 wurden die beiden anderen Perforate aus Tabelle (2) vermessen. Die Ergebnisse zur Dissipation in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit in den Löchern sind in der folgenden Abbildung 23 zusammengestellt.

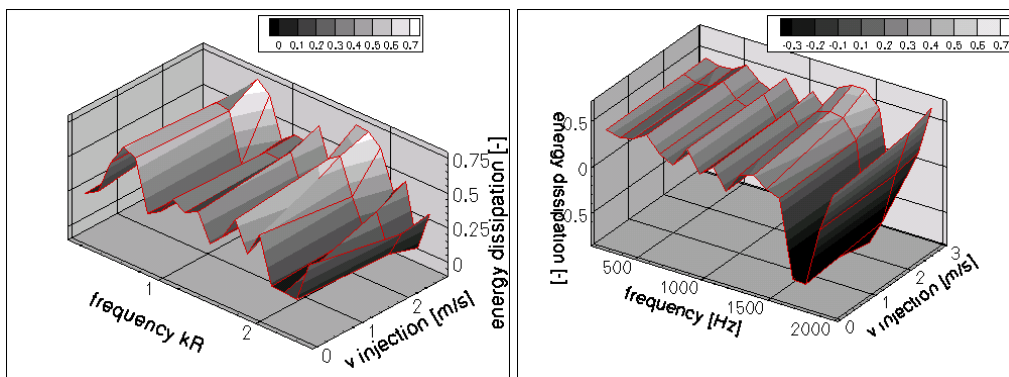


Abbildung 23: Dissipation an Blenden 2(links) und 3(rechts), Hauptströmung 34m/s, als Funktion der Einblasgeschwindigkeit

## 4.1.5 Parametervariationen

### Vergleich verschiedener Einblaslängen

Für den nächsten Vergleich wurden Daten ausgewählt, bei denen ähnliche Geschwindigkeiten in der Einblasung von 3,5 m/s im Einblasstrom vorliegen. Hierzu wurden entsprechend die Einblasmengen variiert, während der Hauptstrom konstant bei  $Ma=0,11$  oder 34m/s gehalten wurde.

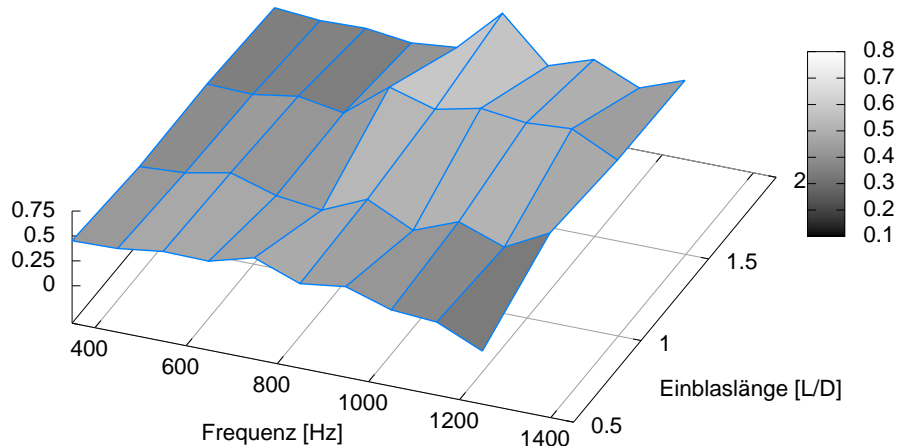


Abbildung 24: Vergleich der Dissipation verschiedener Einblaslängen, angegeben in  $L/D$ , bei konstant gehaltener Einblasmenge

Hier zeigen sich in unterschiedlichen Frequenzbereichen unterschiedliche Tendenzen: Im Bereich tiefer Frequenzen von 150Hz bis 650Hz nimmt die Effektivität des Liners mit steigender Einblaslänge ab. Mittelt man die ersten Messwerte für die einzelnen Fälle, so ist eine Abnahme der Dissipation von 45% bei  $L/D$  0,5 auf Werte von 41% und 36% für die mittleren Längen, und bei Einblasung über  $2D$  auf nur noch 29% festzustellen.

Umgekehrt sieht es im Bereich höherer Frequenzen aus: Für die kurze Länge ergeben sich Dissipationen von im Schnitt 35% für die kürzeste Konfiguration, die dann über 47% bei  $L/D$  gleich 1 auf 51% zunimmt für einen bezogenen Längenwert von 1,5. Erhöht man weiter, sinken die Werte wieder leicht auf 48% im Falle eines  $L/D$ -Verhältnisses von 2.

### Vergleich verschiedener Lochdurchmesser

Bei gleichen Strömungsverhältnissen in der Hauptströmung und gleichen Einblasgeschwindigkeiten wurden in Abbildung 25 verschiedene Lochdurchmesser dargestellt. Die Geschwindigkeit der Hauptströmung bei einer gewählten Einblaslänge von  $1D$  betrug dabei 17m/s.

Unabhängig vom gewählten Lochdurchmesser sind die erreichbaren Energiereduktionen im Bereich von immer über 30% bei Spitzenwerten bis über 65%. Mittelt man wie im vorstehenden Paragraphen über einen hohen und einen tiefen Frequenzausschnitt, ergeben sich bei allen Lochdurchmesser im Bereich von 350-650Hz eine relative Dissipation von 35% der einfallenden akustischen Energie. Bei höheren Frequenzen von 1000-1400Hz scheinen die kleineren Löcher etwas effektiver zu wirken: Hier ergibt sich für 2mm Lochdurchmesser eine durchschnittliche Dissipation von über 50%, die bei 2,5mm auf 43% und bei 3mm auf 38% abnimmt.

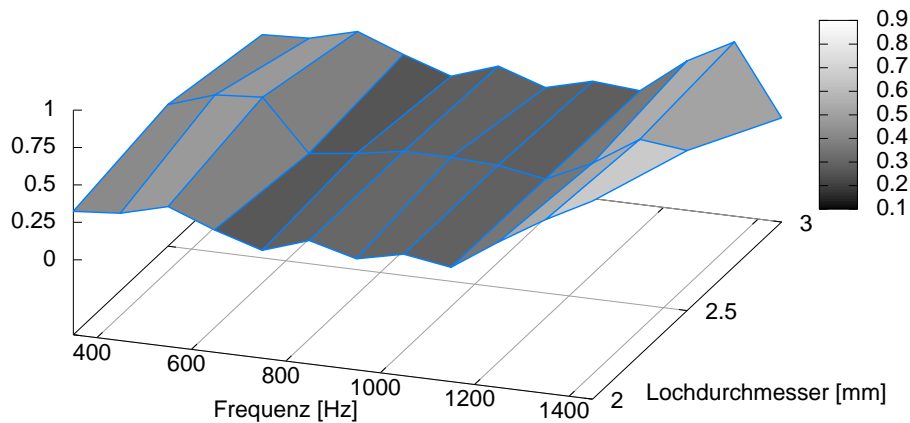


Abbildung 25: Vergleich der akustischen Dissipation bei Ausblasung durch verschiedene Durchmesser bei gleicher Eintrittsgeschwindigkeit

Hier wäre nun eine Erweiterung der Messwertbasis auf noch deutlich kleinere Lochdurchmesser für industrielle Anwendungen sehr wichtig. Aufgrund des vielfältigen Beziehungsgeflechts von akustischen und strömungsmechanischen Einflüssen ist eine Extrapolation aufgrund der im Rahmen dieses Projekts gewonnenen Daten auf Löcher mit einem Durchmesser von weniger als 1mm nicht wissenschaftlich sauber zu begründen. Im Rahmen der AG Turbo, Projekt 4.4.2c ist hierzu leider keine Untersuchung mehr möglich gewesen; deshalb sollen diese im Folgeantrag bei COOREFF untersucht werden, wie auch weitere geometrische Variationen.

#### 4.1.6 Vergleich der Ergebnisse mit anderen Untersuchungen

Einige der in Kapitel 2 zitierten Autoren haben für ähnliche wie die in der Untersuchung getesteten Fälle von senkrechten Platten in der Strömung und von Rohren mit perforierten Wänden und einem eingespeisten Zusatzvolumenstrom theoretische und experimentelle Werte für Reflektion und Dissipation veröffentlicht, insbesondere [1], [7] und [22]. Der in den Versuchen der AG Turbo verwendete Messaufbau ist in dieser Art aber in nur selten zu finden: Einzig Ronneberger in [22] betreibt mit seiner sehr aufwendigen Anlage einen ähnlichen apparativen Aufwand.

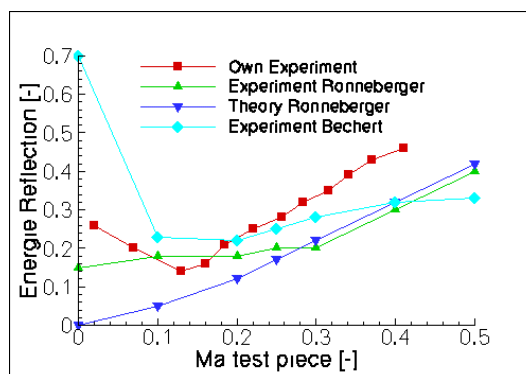


Abbildung 26: Vergleich der Ergebnisse mit Ronneberger und Bechert

Deswegen ist der Vergleich mit den von ihm veröffentlichten Ergebnissen von besonderer Bedeutung. Die Abbildung 26 zeigt die Ergebnisse von Ronneberger,



Bechert im Vergleich mit den Messungen im Rahmen der AG Turbo an senkrecht in der Strömung stehenden Rohren.

Bei den auf der linken Seite gezeigten Messdaten zur Überprüfung der Reflektionsergebnisse an senkrechten Platten ist der reflektierte Anteil über der Strömungsgeschwindigkeit bei einer festen entdimensionalisierten Frequenz von  $kR = 0,75$  aufgetragen. Ronnebergers Theorie ist in der Lage, seine Messdaten im Bereich höherer Machzahlen sehr gut vorherzusagen. Ronneberger definiert dabei die Machzahl in dem von ihm berechneten engstem Querschnitt des „eingeschnürten“ Freistrahls hinter den Löchern. Leider sind die Oberflächenverhältnisse, die bei Ronneberger 40%, bei den hier vergleichsweise dargestellten Messwerten von Platte 7 aber nur 21% als grössten verfügbaren Plattenprobe betragen, unterschiedlich.

Weiter wurden bei den hier vorgestellten Untersuchungen der Berechnung der Machzahl nur die Volumenströme und die freien Flächenanteile zugrunde gelegt. Diese beiden Unterschiede erklären den leicht erhöhten Reflektionskoeffizienten der hier ermittelten Messwerte. Die von Ronneberger vorhergesagte Nullreflektion für den Fall ohne Strömung, die er in seinen Experimenten nicht nachweisen konnte, wurden von den hier vorliegenden Resultaten ebenfalls nicht bestätigt.

Auf der folgenden Abbildung 27 ist ein Vergleich mit theoretischen Daten von Eldredge und Dowling von der Universität Cambridge zu sehen. Die von diesen ermittelten Messwerte wurden in einem Aufbau ohne reflektionsarmen Abschluss ermittelt und unterliegen deshalb einem stärkeren Einfluss der Endreflektion als die hier vorgestellten Messdaten. Deswegen wurde auf einen Eintrag der Messdaten in die untenstehende Grafik verzichtet.

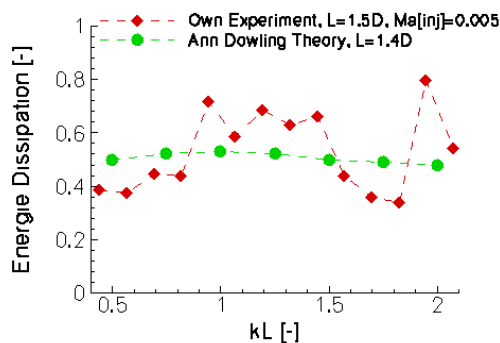


Abbildung 27: Vergleich der Messergebnisse mit Resultaten von Dowling

Der Vergleich mit den theoretischen Ergebnissen von Eldredge und Dowling ist nur qualitativ wertvoll. Es zeigt sich, dass die von diesen vorausgesagten Werte tatsächlich in dem hier vorliegenden Kanal erreicht werden konnten. Leider ist die Breite der von Eldredge veröffentlichten Daten nicht ausreichend, auch Meßresultate vergleichen zu können, da bei den in Cambridge durchgeführten Experimenten die Mengen und Durchflussgeschwindigkeiten nur in einem geringen Bereich variiert worden sind.

#### 4.1.7 Bewertung der Ergebnisse

Die durchgeführten Experimente zeigen sehr vielversprechende Möglichkeiten für die Extraktion akustischer Energie aus strömungsdurchflossenen Kanälen. Insgesamt ist in eigentlich allen getesteten Fällen eine breitbandige Absorption festzu-



stellen. Diese Ergebnisse stellen damit eine Erweiterung dar zu Messungen an perforierten Wänden mit Durchströmung, die mit einer definierten Kavität versehen sind. Diese weisen meist eine Art verbreiteter Helmholtzwirkung auf, siehe zum Beispiel auch eine sehr aktuelle Veröffentlichung aus dem Sommer 2004 von Bellucci in [3]. Im Gegensatz zu diesen Ergebnissen ist die Frequenzabhängigkeit in allen gestesten Konfigurationen ohne den Einfluss der Kavitätentiefe wesentlich weniger stark ausgeprägt. Dies ist für alle technischen Anwendungen von großer Bedeutung, da somit nicht nur in spezifischen Frequenzzuständen eine Dissipation der Energie erfolgt.

Insbesondere bei der hier verwendeten Definition der Absorption über eine integrale Bilanz, wie in Gleichung (11) nach der Definition von Dowling vorgenommen, ergeben sich gute Vergleichsmöglichkeiten, die von der räumlichen Anordnung bei der Durchführung der Versuche unabhängiger sind als im Falle einer rein reflektiven Betrachtung. Zudem bietet das verwendete Berechnungsverfahren ja nach wie vor die Möglichkeit, nur Teilbereiche der akustischen Phänomene darzustellen, wie in den Abbildungen 11, 12 und 21.

**Tests an senkrechten Blenden** Die Extraktion von Energie durch senkrecht in der Strömung stehenden Perforaten kann sehr sinnvoll eingesetzt werden, wenn insbesondere die Transmission entstandener Schallwellen in angrenzende Räume vermindert werden soll. Schon bei relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten ist hierbei ein starke Sperreffekt der Blende festzustellen. Mit höheren Strömungsgeschwindigkeiten in den Freistrahlen verschlechtert sich die Schallenergie minimierende Wirkung der Blenden aufgrund der dann auftretenden Mechanismen der Geräuschenstehung durch das Ausblasen der Freistrahlen. Allerdings erkaufte man sich diese Wirkung mit einem Druckabfall über der Blende.

**Tests an perforierten Wänden** Die Extraktion von Energie durch perforierte Wände mit externer Durchströmung ist für Brennkammern besonders interessant. Da diese Wandelemente nicht in der Strömung stehen, ist der durch sie verursachte Druckabfall zu vernachlässigen. Einzig die Frage nach dem zur Verfügung stehendem Druckgradienten zur Einblasung in die Zone, in der akustische Energie entzogen werden soll, begrenzt den Einsatz - neben eventuellen Randbedingungen wie Einflüsse der Einblasung auf Schadstoffausstoß oder sonstige Verbrennungsfaktoren.

## 4.2 Messungen an der Kleinbrennkammer

Zur Erprobung der Wirkung der Dissipation durch Ausblasung wurde an der Kleinbrennkammer in Berlin ein Versuch gefahren, bei dem die Wirkung von durch den Überdruck in der Brennkammer angetriebener Ausblasung auf die Minimierung von Brennkammerschwankungen untersucht wurde. Die folgende Abbildung 28 zeigt ein Foto des Versuchsaufbaus.

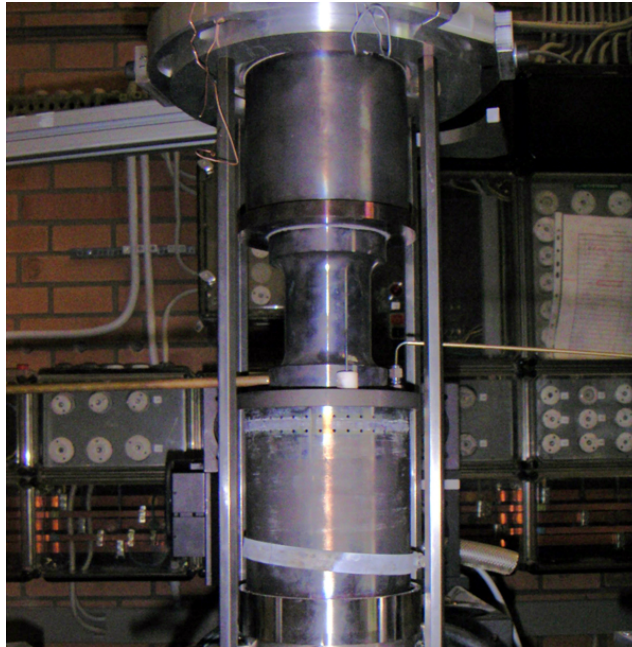


Abbildung 28: Brennkammertest zur Ausblasung an der Brennkammer in Berlin

### 4.2.1 Parametervariationen

Die Brennkammer wurde für die Untersuchungen mit der Düse mit 17 mm Durchmesser mit anschliessendem Abgasrohr abgeschlossen, siehe dazu auch Kapitel 3.2 auf Seite 11. Dies führt bei einer Leistung von 10kW zu einer typischen Druckerhöhung von 4mbar in der Brennkammer gegenüber der Umgebung. Nur dieser Überdruck wurde als treibende Kraft für die Ausströmung durch 2 Reihen mit jeweils 40 Löchern, also alle  $9^\circ$  über den Umfang verteilt, mit 2mm Durchmesser genutzt. Durch die teilweise Abdeckung der Lochreihen mittels eines dicht schließenden Metallbandes ergaben sich die folgenden Parametervariationen:

Versuchsnummer	offene Reihen	Ma in Düse	Verlust [%]
1	-	0.13	0
2	oben	0.11	18
3	unten	0.11	18
4	beide (siehe Abb.)	0.08	40

Tabelle 3: Versuchsmatrix der Kleinbrennkammer

Hierbei bezeichnet der in der letzten Spalte angeführte Wert „Verlust“ den relativen Mengenstrom durch die offenen Lochreihen. Inkompressibel gerechnet ergeben sich so in beiden Fällen Ausströmgeschwindigkeiten von  $Ma \approx 0,04$ .

## 4.2.2 Messergebnisse

Während des Versuchs wurden mittels dreier Mikrophone, davon eines im Abgasrohr an der mittleren Sondenposition (siehe Abbildung 6 auf Seite 13) und 2 weitere an Positionen im „Freifeld“, also im Labor, der emittierte Schalldruck gemessen. Die dabei gemessenen Schallpegel in den 4 Konfigurationen im Abgasrohr zeigt die folgende Abbildung 29:

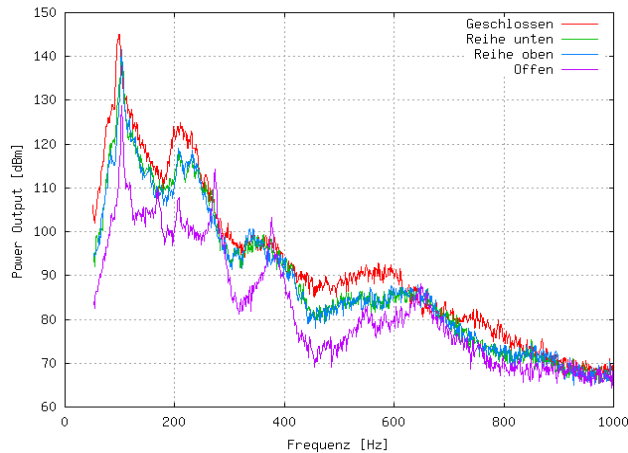


Abbildung 29: Schallleistungsspektren der verschiedenen Konfigurationen, gemessen im Abgasrohr

An der geschlossenen Konfiguration ist sehr gut die starke eigenerregte Grundschwingung der Brennkammer bei 98Hz zu erkennen mit ihren höheren Harmonischen bei 200Hz. Ein Frequenzausschnitt des Spektrums ist in Abbildung 31 auf Seite 31 zu sehen, links für die Schallleistung im Rohr, rechts für die Messposition im Raum.

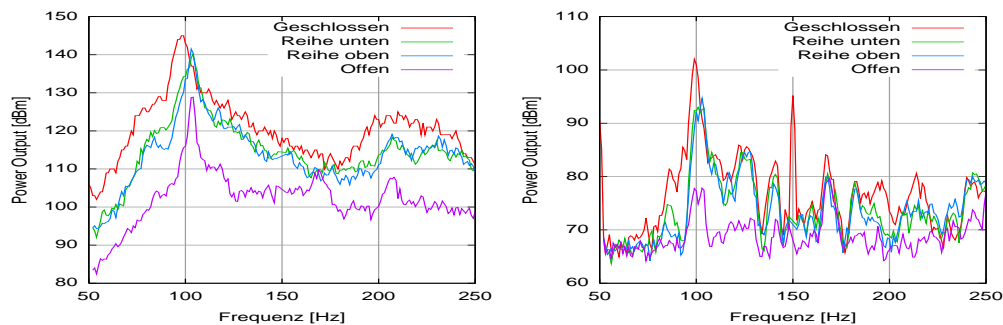


Abbildung 30: Feinere Auflösung der Spektren. Links: Rohr; rechts: Labor

Die in den vorstehenden Abbildungen gewählte Auftragung in dB ist zur Verdeutlichung der tatsächlichen Druckauftragung vielleicht nicht ausreichend. Deswegen ist in Bild 31 auf Seite 31 auch die relative Abnahme der Druckschwankungsamplitude im Rohr und im Labor dargestellt. Die von aussen beobachtete Lärmemission ist hierbei noch deutlich stärker als die in der Brennkammer erreichte. Während der Versuchsdurchführung entsprach das subjektive Empfinden einer Abnahme von „sehr belastend“ zu „kaum mehr feststellbar“.

Beachtlich ist auch die hierbei erreichte Pegelminimierung: Diese liegt in der Brennkammer bei deutlich über 80% oder 17dB in der vorliegenden, atmosphä-

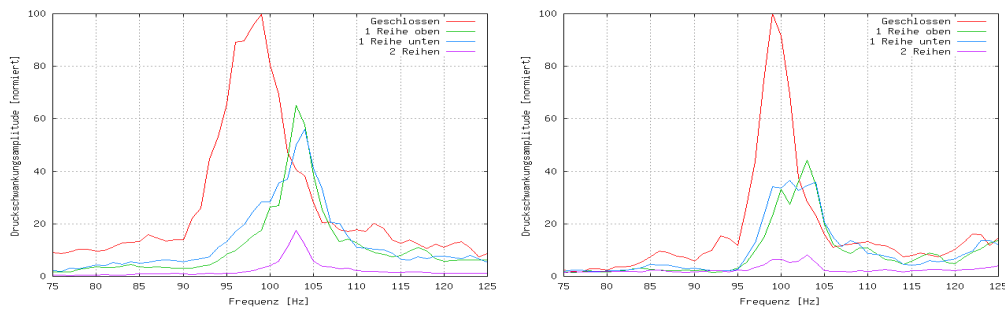


Abbildung 31: Darstellung der relativen Druckschwankungsamplituden. Links: Messung im Rohr; rechts: Raummessung

rischen Konfiguration. In Zahlen: Die maximal gemessene Amplitude der Druckschwankung in der Brennkammer liegt bei ca. 355Pa, die maximale der Aussenabstrahlung bei ca. 3Pa. In der Aussenabstrahlung ist dabei die Reduktion sogar noch größer und liegt bei 28db oder über 90%. Die Schalleistung der Aussenabstrahlung in einer Entfernung von 1m liegt bei weniger als 9% der in der Brennkammer gemessenen Druckschwankungsamplitude. Hierbei ist weiter interessant, dass durch die Ausblasung, die zu einer leichten Abnahme des Brennkammerinnendrucks führt, die Frequenz der Grundschwingung um 5 Hz angehoben wird.

#### 4.2.3 Bewertung der Versuche

Bei den oben aufgeführten Versuchen ist bei der Beurteilung der Schwingungsamplituden allerdings zu beachten, dass die gemessenen Unterschiede nicht auf die reine Dissipation akustischer Energie zurückzuführen sind. Wie im Kapitel 2 beschrieben, entstehen typische eigenerregte Schwingungen aufgrund eines komplexen Wechselwirkungsmechanismus zwischen akustischen und verbrennungsphysikalischen Phänomenen. Durch die extrem kurzen Zykluszeiten im Bereich von 100Hz, also 100 Zyklen pro Sekunde, können sich eigentlich nur sehr schwach verstärkende Wechselwirkungen mit sehr kleinen relativen Steigerungsraten zu einer sehr starken, dann quasistationären „Endschwingung“ führen, wenn Erregung und Resonanz nahe an einer Eigenfrequenz des Gesamtsystems liegen.

Beim Erreichen dieses Endzustandes wird dann über zusätzliche Mechanismen wie Materialverformungen soviel Energie in jedem Schwingungszyklus abgebaut, dass die Amplitude nicht weiter wachsen kann. Schon eine vergleichsweise geringe akustische Dissipation im Bereich weniger Prozent der akustischen Gesamtleistung kann eventuell das Entstehen eines solchen selbst verstärkenden Rückkopplungsmechanismus unterbinden. Damit wird deutlich, wie groß das Potential dieser Technik im Hinblick auf die notwendige Stabilisierung magerer, CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-armer Brenner ist.

#### 4.2.4 Ausblick auf Versuche in der Modellbrennkammer

Natürlich ist eine Ausblasung für reale Brennkammern keine anwendbare Lösung. Nachdem aber am Kaltkanal nachgewiesen werden konnte, dass auch durch eine Einblasung eine beträchtlicher Prozentsatz der vorliegenden akustischen Energie dissipiert werden kann, wurden für die weiteren Versuche im Rahmen der AG Turbo Teststandsvariationen nach der folgenden Abbildung 32 geplant:

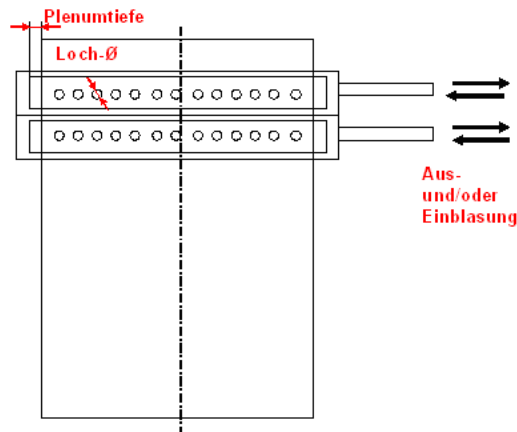


Abbildung 32: Teststandsvariationen für Ein- und Ausblasungstests an der Modellbrennkammer in Berlin-Charlottenburg

Hierbei wurden darauf geachtet, eine Erweiterung der Parametervariationen der perforierten Wände wie in Tabelle 11 auf Seite 2 in Richtung industrienahe Lochdurchmesser zu ermöglichen. Die nach diesen Überlegungen gefertigten Modellbrennkammern unterlaufen derzeit am mittlerweile automatisierten Brennerprüfstand in Berlin heiße Tests mit Einblasung. Die folgende Tabelle 4 zeigt einen Überblick über die derzeit variierbaren Parameter für diese Einblasung. Die Ergebnisse dieser Messungen werden in der Endfassung des Berichts präsentiert.

<b>Parameter</b>	<b>Variationsmöglichkeiten</b>
Plenumtiefe	2 Tiefen möglich
Lochdurchmesser	0,8mm; 1mm; 1,5mm; 2mm
Lochmuster	versetzt; übereinander
Einblasung	getrennt regelbar oben/unten

Tabelle 4: Versuchsmatrix zur Einblasung in der Kleinbrennkammer

### 4.3 Messungen an der ASC

Ende November 2003 wurden erste akustische Testmessungen an der ASC in Köln-Porz durchgeführt. Hierbei lag der Fokus auf der Erstellung eines akustischen „Fingerabdrucks“ des Gesamtsystems, der Bewertung der Eigenschaften der Mikrofonsonden und der Ermittlung der Auswirkung der elektrischen Luftvorheizung auf die akustischen Messungen.

#### 4.3.1 Parametervariationen

Dazu wurden 12 verschiedene Zustände angefahren. Einige ausgewählte Betriebszustände, deren Parameter in Tabelle 5 aufgeführt sind, werden in der folgenden Grafik 33 dargestellt, darunter der isotherme Fall mit voller, aber kalter Durchströmung und maximaler Mantel- und Fensterkühlung, und der als stark schwingend bekannte Zustand bei einer Verbrennung nur mit Pilotgas und allen erforderlichen Kühlluftströmen, allerdings ohne Luftvorwärmung.

Nummer	Fahrweise	Brennluft	Pilotgas	Kühlluft	Temp.
2b	angeregt	500	-	450	284
6b	isotherm	500	-	350	284
8a	thermisch	200	6	400	336
9b	thermisch	170	6	390	327
11b	thermisch	290	6 + 7	390	515

Tabelle 5: Versuchsmatrix an der ASC

Hierbei sind die folgenden Einheiten verwendet worden: Brenn- und Kühlluft sowie Pilotgas sind in Gramm pro Sekunde angegeben [g/s], und die Temperatur in Kelvin [K].

#### 4.3.2 Messergebnisse

In der folgenden Abbildung ist das Spektrum für das Mikrofon in der in der Mitte des Brennraums angebrachten Sonde, Mikrofon 3, dargestellt. Im Spektrum 2b und 6b sind für den isothermen Fall mit unterschiedlicher Kühlluftmenge die Spektren einmal ohne (6b) und mit einer Anregung bei 897Hz (2b) dargestellt. Trotz der Einbringung nur eines von 4 möglichen Lautsprechern liegt der gemessene Anregungspegel mit knapp 100dB in einer auch bei thermischen Betrieb gut detektierbaren Größenordnung.

#### 4.3.3 Bewertung der Versuche

Die Messungen 8a und 9b zeigen einen ähnlichen Spektrenverlauf, allerdings ist der Pegel bei der etwas magereren Verbrennung im Fall 9b mit 142dB deutlich höher. Auffällig ist der Einfluss des elektrisch betriebenen Lufterhitzer, dessen Thyristor einen klar abgesetzten Störsignal in die Messungen einstreut, und zwar thyristortypisch bei 150Hz und deren Harmonischen. Dieser liegt teilweise sogar höher als das durch die Verbrennungsschwingung hervorgerufene Signal. Durch seinen sehr schmalbandigen Charakter ist dieses überlagerte Störsignal allerdings einfach subtraktiv auszumitteln. Dies ist solange unproblematisch, wie keine interessanten Schwingungsformen auf einer der 150Hz-Harmonischen liegen.

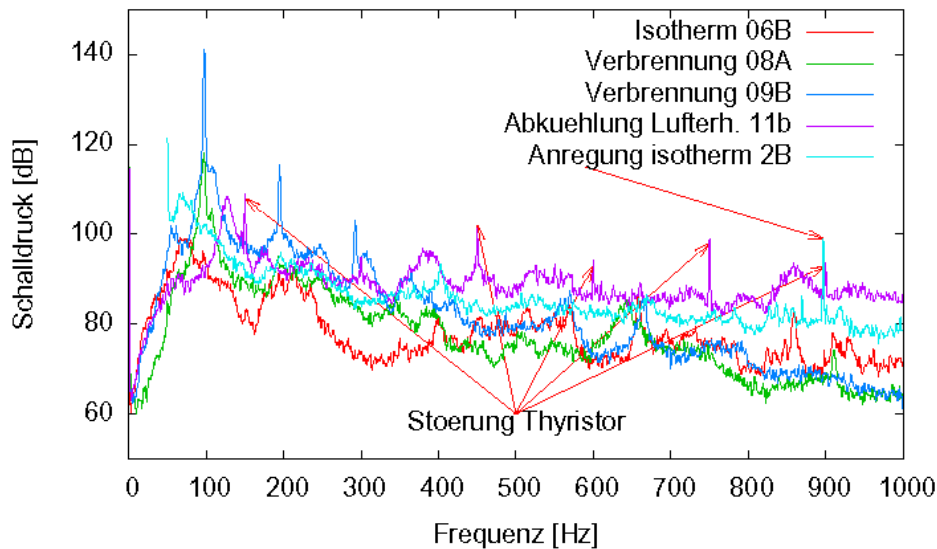


Abbildung 33: Testmessungen an der ASC

Des weiteren sind deutlich durch die Strömung verursachte Pegel zu erkennen, die unabhängig von der Existenz einer Flamme messbar sind, im vorliegenden Fall bei 572Hz und 658Hz, und die von der Verbrennung hervorgerufenen Peaks bei 98Hz und deren Harmonische. Die Ursachen für diese Peaks sollen im weiteren Verlauf der Untersuchungen ermittelt werden.

Die Mikrofonsonden, die bei der Messung erstmals an einer derart dimensionierten Brennkammer eingesetzt werden konnten, haben sich sehr gut bewährt. Bei Wandtemperaturen der Innenwand im Bereich der Auslegungsgrenze erwärmten sich die mit Stickstoff durchflossenen Sonden um maximal 10K, gemessen an der Sondenaußenseite. Durch den permanenten geringen Spülstrom wurden auch keinerlei Beeinträchtigungen durch Kondensation - ansonsten ein häufiges Problem bei Sondenmessungen - festgestellt.

#### 4.3.4 Ausblick auf die Versuche an der ASC

Für die Umsetzung der an der Kleinbrennkammer ermittelten Dissipationspotentiale in der ASC wurde ein weiteres Ringmodul (siehe Abbildung 34 konzipiert, das den Einsatz verschiedener Dämpfungsbleche ermöglicht. Über 6 über den Umfang verteilte Kühlluftöffnungen ist die Zufuhr der benötigten Luft für die Einblasung möglich.

Der Aufbau ermöglicht die Anbringung des Segments an verschiedenen Positionen der modularen Brennkammer. Das belochte Blech wird über einen mit Schrauben arretierten Bund gehalten und kann so einfach ausgetauscht werden, um den Einsatz verschiedener Lochringe zu ermöglichen. Details dazu sind in „Detail B“ der Zeichnung zu erkennen.

Die Tests an der ASC in Köln mit dem oben dargestellten Ring sind für Januar 2005 geplant und sollen in den Abschlussbericht einfließen. Hierzu werden dann 24 Mikrophone an den Umfangs- und Axialpositionen der Brennkammer angebracht, um die Modalzerlegung des Schwingungsfeldes in der Brennkammer zu ermöglichen.

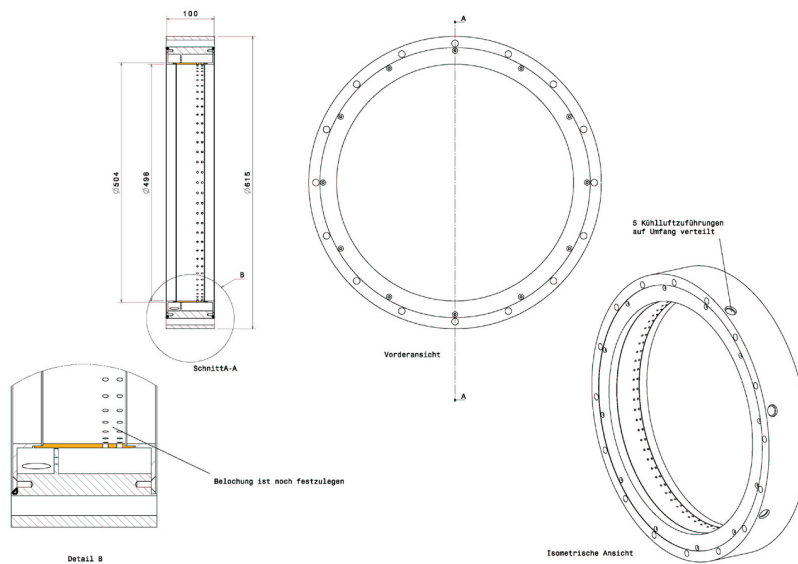


Abbildung 34: Konstruktionszeichnung des Einblasringes für die ASC



## 5 Zusammenfassung, Bewertung und Ausblick

### 5.1 Unterschiede zwischen Projektplan und -ablauf

Dem in Abbildung 35 gezeigten Meilensteinplan kann aufgrund zeitlicher Verzögerungen nicht ganz entsprochen werden.

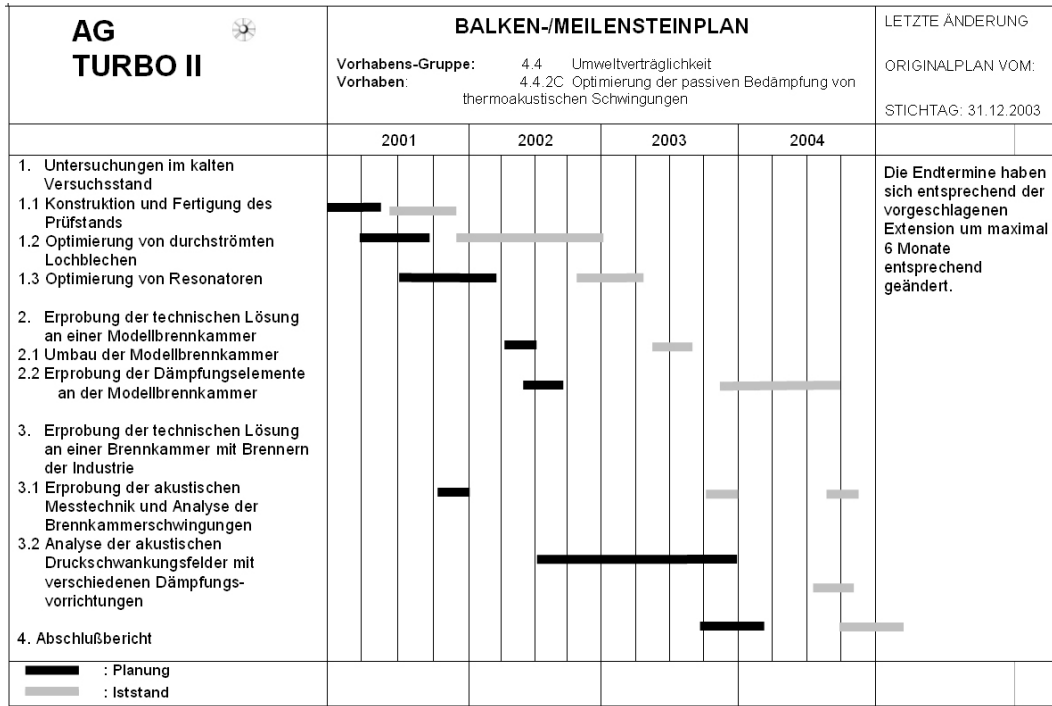


Abbildung 35: Meilensteinplan zu Projekt 4.4.2c

Abgeschlossen sind die Unterpunkte 1 komplett, also 1.1 mit Fertigstellung des Prüfstandes, 1.2 mit dem Test der Lochbleche und 1.3 mit den quer durchströmten Perforaten. Ebenso ist Teil 2 in den Bereichen 2.1 vollständig und in 2.2 teilweise fertig. Aus den Teilbereichen 3 verschob sich 3.1 aufgrund der Probleme in 4.4.1 auf den dargestellten Zeitpunkt im Dezember 2003. Die Erprobung war hierbei aber sehr erfolgreich, auch wenn noch keine Modalzerlegung durchgeführt werden konnte. Auch die Konstruktion des Dämpfungsaufnehmermoduls für 3.2 ist abgeschlossen.

Die nicht im Meilensteinplan aufgeführte Entwicklung der Sondentechnik stellt ebenfalls einen wichtigen Schritt im Projektplan dar. Diese Sonden werden übrigens seitdem auch für andere diffizile Messaufgaben an schwingenden Systemen mit ungünstigen Randbedingungen eingesetzt. Im vollständigen Abschlussbericht wird deswegen ausführlich auf diese Sonden eingegangen.

Derzeit laufen noch die Versuchsreihen an der Modellbrennkammer aus Unterpunkt 2.2 und die Vorbereitungen zu den Versuche an der ASC. Die Messungen an der Modellbrennkammer wurden zeitlich so angesetzt, dass die geplante Parallelmessung an beiden Brennkammern zur Verifizierung gefundener Modalstrukturen in verschiedenen Größenordnungen durchgeführt werden konnte. Aufgrund der sich als schwierig abzuschätzend erweisenden Verzögerung in 4.4.1 werden diese Messungen deshalb derzeit als Einzelmessung an der Modellbrennkammer unternommen.

## 5.2 Bewertung der Ergebnisse

Die Zusammenstellung der Zwischenergebnisse für diesen vorläufigen Bericht zeigt die Vielzahl der durchgeführten Arbeiten. Insbesondere die Messungen am Kaltkanal liefern einen sehr guten Überblick über die Potentiale der perforierten Wände und Blenden zur selektiven Entfernung akustischer Energie aus Strömungen. Die bisher ungenutzten Möglichkeiten der Ausnutzung des akustischen Potentials sowie benötigter Kühlluftöffnungen versprechen eine gute Anwendungsmöglichkeit der Forschungsergebnisse in die industrielle Praxis.

Da es sich hier um einen vorläufigen Bericht handelt, wurden bei der Vorstellung der einzelnen Messungen schon einige Zwischenbewertungen der jeweiligen Messungen vorgenommen, also in den Paragraphen 4.1.7, 4.3.3 und 4.2.3.

Für den Abschlussbericht werden des weiteren insbesondere ausführlichere Kapitel über die Sondenerprobung, die gefundenen akustischen Zusammenhänge der verschiedenen getesteten Elemente auch in heissen Bedingungen und eine abschliessende Potentialbewertung der untersuchten Dissipationsmechanismen erfolgen.

## Literatur

- [1] D. Bechert. Sound absorption caused by vorticity shedding, demonstrated with a jet flow. *Journal of Sound and Vibration*, pages 389–405, 1980.
- [2] D. Bechert, U. Michel, and E. Pfizenmaier. Experiments on the transmission of sound through jets. *AIAA Journal*, 16(9):873–874, September 1978.
- [3] V. Bellucci, C.O. Paschereit, and P. Flohr. Numerical and experimental study of acoustic damping generated by perforated screens with bias flow. *AIAA Journal*, 42(8):1543–1549, 2004.
- [4] V. Bellucci, O. Paschereit, and P. Flohr. Impedance of perforated screens with bias flow. *AIAA Paper2002-2437*, 2002.
- [5] S. Boji and B. Nilsson. Reflection of sound at area expansion in a flow duct. *Journal of Sound and Vibration*, 260:477–498, 2003.
- [6] J.D. Eldredge. On the interaction of higher duct modes with a perforated liner system with bias flow. *J. Fluid. Mech.*, 510:303–331, 2004.
- [7] J.D. Eldredge and A.P. Dowling. The absorption of axial acoustic waves by a perforated liner with bias flow. *J. Fluid. Mech.*, 485:307–335, 2003.
- [8] L. Enghardt, Y. Zhang, and W. Neise. Experimental verification of a radial mode analysis technique using wall-flush mounted sensors. *137th Meeting of the Acoustical Society of America*, March 1999.
- [9] M.E. Goldstein. *Aeroacoustics*. Mc Graw Hill, New York, 1976.
- [10] F. Holste and W. Neise. Acoustic near field measurement on a propfan model for noise source identification. In *1st CEAS/AIAA Aeroacoustics Conference (16th AIAA Aero-acoustics Conference)*, Munich, Germany, 1995.
- [11] F. Holste, Y. Zhang, and W. Neise. Experimental analysis of acoustical modes generated by the interaction of two non-synchronous rotors. In *2nd AIAA/CEAS Aeroacoustic conference*, number 1996-1690 in AIAA/CEAS, 1996.
- [12] M. Howe. Attenuation of sound due to vortex shedding from a splitter plate in a mean flow duct. *Journal of Sound and Vibration*, 105(3):385–396, 1986.
- [13] X. Jing and X. Sun. Discrete vortex simulation on the acoustic nonlinearity of an orifice. *AIAA Journal*, 38(9):1565–1572, September 2000.
- [14] J. J. Keller. Thermoacoustic oscillations in combustion chambers of gas turbines. *AIAA Journal*, 33(12), 1995.
- [15] S.-H. Ko. Sound attenuation in acoustically lined circular ducts in the presence of uniform flow and shear flow. *Journal of Sound and Vibration*, 22:193–210, 1972.
- [16] W. Lang and D. Vortmeyer. Cross correlation of sound pressure and heat release rate for oscillating flames with several frequencies excited. *Combustion Sci. and Techn.*, 54:399–406, 1987.

- [17] T. Lieuwen. Modeling premixed combustion-acoustic wave interactions: A review. *Journal of propulsion and power*, 19(5):765–781, September-October 2003.
- [18] R. Maier, J. Zillmann, A. Roure, M. Winninger, L. Enhardt, U. Tapken, W. Neise, H. Antoine, and E. Bouty. Active control of fan noise from aircraft engines. *AIAA Paper 2001-2220*, 2001.
- [19] F. E. Marble and S. M. Candel. Acoustic disturbances from gas non-uniformities convected through a nozzle. *Journal of Sound and Vibration*, 55(2):225–243, 1977.
- [20] M.L. Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*. John Wiley & Sons, 1987.
- [21] J. S. W. Rayleigh. *The Theory of Sound*. Dover Publications Inc., New York, 1945.
- [22] D. Ronneberger. Theoretische und experimentelle untersuchung der schallausbreitung durch querschnittsprünge und lochplatten in strömungskanälen. DFG-Abschlussbericht, Drittes Phys. Inst. der Universität Göttingen, Göttingen, 1997.
- [23] C.K.W. Tam, K.A. Kurbatskii, K.K. Ahuja, and Jr. Gaeta, R.J. A numerical and experimental investigation of the dissipation mechanisms of resonant acoustic liners. *Journal of Sound and Vibration*, 245(3):545–557, 2001.
- [24] P. K. Tang and W. A. Sirignano. Theory of a generalized helmholtz resonator. *Journal of Sound and Vibration*, 26:247–262, 1973.