

Numerische Simulation der Schallabstrahlung von eingeschlossenen turbulenten Flammen

Fabian Weyermann, Christoph Hirsch, Thomas Sattelmayer
Lehrstuhl für Thermodynamik, TU München, Email: weyermann@td.mw.tum.de

Einleitung

Mit gestiegenem Umweltbewusstsein kommt dem Schutz vor Lärm immer mehr Bedeutung zu. Somit werden heute auch an die Lärmemission von Verbrennungssystemen hohe Anforderungen gestellt. Darum ist neben der Schadstoffarmut ein leiser Betrieb ein wesentliches Ziel in der Brennerentwicklung. Um schon in der frühen Entwicklungsphase den zu erwartenden Lärmpegel abschätzen zu können, wird daher eine leistungsfähige Methode zur Vorausberechnung benötigt.

Grundlagen des turbulenten Verbrennungslärms

Um eine maximale Brennstoffumsetzung bei hoher Leistungsdichte zu erreichen, werden turbulente Flammen eingesetzt. Ein Nachteil daran ist die starke Lärmentwicklung dieser Flammen. Der Lärm wird hervorgerufen von zeitlichen Änderungen des Flammenvolumens, die wiederum aus Schwankungen in der Wärmefreisetzung resultieren. Für niedrige Mach-Zahlen kann gezeigt werden [3], daß die Lärmproduktion in turbulenten reagierenden Strömungen von Wärmefreisetzungsschwankungen dominiert wird. Andere Lärmquellen, wie z.B. Strömungslärm können vernachlässigt werden. Aus den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie kann ein Zusammenhang zwischen Schalldruck und Wärmefreisetzung hergeleitet werden. Thermische Energie wird in akustische Energie umgesetzt. Schallproduktion und Schallausbreitung werden durch eine inhomogene Wellengleichung beschrieben:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \rho \nabla \left(\frac{1}{\rho} \nabla p' \right) = \frac{\gamma - 1}{c_0^2} \frac{\partial q'}{\partial t}. \quad (1)$$

Lärmmodell

Die Wärmefreisetzungsschwankungen, die nach Gl.(1) für die Schallproduktion verantwortlich sind, werden von Wirbeln in der turbulenten Strömung verursacht. Wird ein solcher Wirbel durch die Flammenfront transportiert, streckt und faltet er diese. Das führt zu einer vergrößerten Reaktionsfläche und damit zu einer erhöhten Wärmefreisetzung. Flammenlärm ist also eine direkte Folge der turbulenten Strömung. Ein von Hirsch et al. [1] präsentiertes Lärmmodell basiert deshalb auf einem Modellspektrum der turbulenten Strömung. Das Spektrum der Wärme-

freisetzungsschwankungen lautet:

$$E_q(\kappa) = \bar{q} \frac{C_S C_D}{k} \epsilon^{2/3} \kappa^{-5/3} \exp \left(-\frac{2}{3} \left(\pi \beta \alpha^{1/2} (\kappa l_t)^{-4/3} - \alpha (\kappa \eta)^{4/3} \right) \right). \quad (2)$$

Das in der Flamme herrschende Verbrennungsregime wird durch die Amplitudenskalisierung C_S berücksichtigt, k und ϵ sind die turbulente kinetische Energie und die turbulente Dissipation, α, β Konstanten, l_t das integrale Längenmaß und η ein Längenmaß in der Größenordnung des Gibson-Maßes.

Kohärenzvolumen

Wieviel Lärm eine Flamme effektiv abgibt, hängt nicht nur davon ab, wie groß die Erzeugung akustischer Energie an jedem Punkt in der Flamme ist. Die Lärmerzeugung in der Flamme erfolgt nicht überall synchron, nicht überall phasengleich, sondern nur innerhalb gewisser Strukturen. Die Größe einer solchen Struktur, das sog. Kohärenzvolumen V_{koh} , bestimmt, wieviel akustische Energie die Struktur abstrahlen kann.

$$q(\kappa) = \sqrt{\int_{V_{Flamme}} E_q^2(x, \kappa) V_{koh} dx} \quad (3)$$

Die Größe des Kohärenzvolumens hängt von der Größe der integralen Wirbel ab und beträgt [3]

$$V_{koh} = \frac{4}{3} \pi l_t^3. \quad (4)$$

Modellierung des akustischen Systems

Für die Berechnung der Schallabstrahlung einer eingeschlossenen Flamme, muss das akustische System von Vorkammer, Brennkammer und Abgastrakt berücksichtigt werden. Da die von Flammen emittierten Wellenlängen groß sind im Vergleich zu den Brennkammerabmessungen, kann die Schallausbreitung in guter Näherung als eindimensional betrachtet werden. Deshalb wird die Akustik des Verbrennungssystems mit einem Netzwerkmodell berechnet.

Netzwerkmodelle besitzen zwei Vorteile: Einen sehr geringen Rechenaufwand und eine einfache Erstellung des Rechenmodells. Diese beiden Vorteile machen das Verfahren vor allem für eine Anwendung in der Industrie sehr attraktiv. Ein weiterer Vorteil ist, daß mit einem Netzwerkmodell auch auf einfache Weise Verluste im System berücksichtigt werden können.

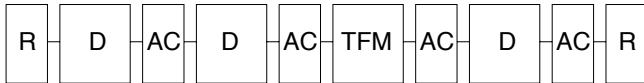


Abbildung 1: Netzwerkmodell des Brennersystems (R: Randbedingung, AC: Flächensprung, D: Rohr, TFM: Transfermatrix)

Schallabstrahlung ins Freifeld

Bei der lärmtechnischen Bewertung eines Brenners kommt es nicht darauf an, wie laut es im Brenner selbst ist, sondern wieviel man außen davon hört. Ein großer Teil des Schalls wird am Abgasaustritt reflektiert und bleibt im System. Levine und Schwinger untersuchen in ihrer Arbeit [2] die Schallabstrahlung eines Rohres in das Freifeld und präsentieren als Ergebnis eine Impedanz für den Rohraustritt. Bei niedrigen Wellenzahlen κ ($\kappa r < 0.5$, r : Austrittsradius) vereinfacht sich diese Impedanz zu:

$$Z = \rho c \left(\frac{\kappa^2 r^2}{4} + i \cdot 0.6 \kappa r \right) \quad (5)$$

In Abbildung 2 ist der aus dieser Impedanz berechnete Reflexionsfaktor über der dimensionslosen Wellenzahl κr dargestellt. Dieser liegt im gesamten Bereich über 96%,

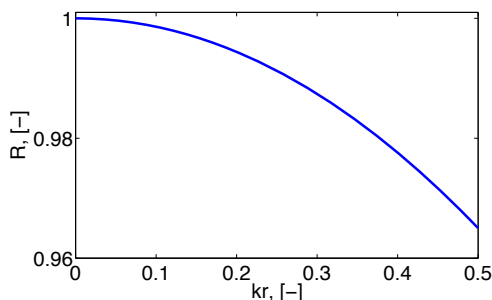


Abbildung 2: Reflexionsfaktor eines offenen Rohrendes nach Levine+Schwinger [2]

was bedeutet, daß weniger als vier Prozent des Schalls das System verlassen und den hörbaren Lärm ausmachen.

Simulation

Die meisten Ansätze zur Berechnung von Verbrennungslärm bestimmen einen zeit- und ortsabhängigen Quellterm aus einer aufwendigen LES-Rechnung. Der hier vorgestellte Ansatz hat den Vorteil, daß das Lärmspektrum mit Hilfe der makroskopischen Strömungsdaten berechnet werden kann. Diese Daten kann eine stationäre RANS-Rechnung mit vergleichsweise geringem Rechenaufwand liefern. Mit den Gleichungen (2) und (3) wird dann das Spektrum der Wärmefreisetzungsschwankungen bestimmt. Dieses kann direkt in das Netzwerkmodell (Abb. 1) als Quelle eingebunden werden.

Ergebnis

Ein Vergleich von gemessenem und berechnetem Spektrum ist in Abbildung 3 dargestellt. Zum Vergleich ist zusätzlich die Freifeldlösung gegeben, also das Spektrum, das sich für die frei brennenden Flamme ergeben würde. Der deutliche Unterschied zwischen Freifeld und eingeschlossener Konfiguration erklärt sich aus dem hohen Reflexionsfaktor am Abgasaustritt (vgl. Abb. 2).

Größere Abweichungen zwischen Messung und Rechnung treten nur bei niedrigen Frequenzen auf. Der in diesem Bereich gemessene Lärm, stammt zum großen Teil nicht von der Verbrennung, sondern ist rein strömungsinduziert, und wird nicht vom Modell erfasst.

Im höheren Wellenzahlbereich wird das gemessene Spektrum qualitativ gut vom Modell wiedergegeben. Die Peakfrequenz wird gut getroffen und besonders der Abfall bei hohen Wellenzahlen stimmt sehr gut mit den Messungen überein. Die in den Messungen zu sehenden Resonanzspitzen werden vom Modell nicht wiedergegeben. Hier ist eine genauere Modellierung des Brennersystems notwendig.

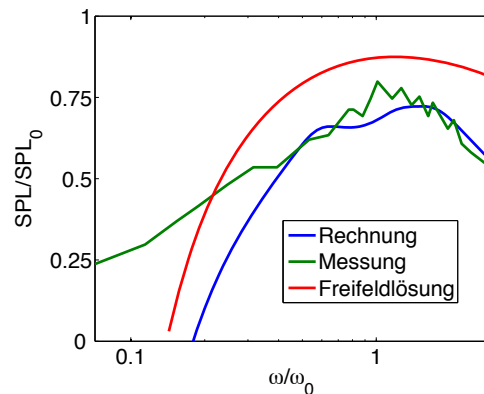


Abbildung 3: Vergleich von Rechnung, Messung und Freifeldlösung des Schalldruckspektrums einer eingeschlossenen Flamme

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung innerhalb der DFG Forschungsgruppe 486 „Combustion Noise“.

Literatur

- [1] Hirsch, C., Winkler, A., Wäsle, H., Sattelmayer, T., 2006, „Calculating the Turbulent Noise Source of Premixed Swirl Flames from Time Mean Reactive RANS Variables“, ICSV13, Wien
- [2] Levine, H., Schwinger, J., 1948, „On the Radiation of Sound from an Unflanged Circular Pipe“, American Physical Society, Physical Review, 73,4, S. 383-406,
- [3] Wäsle, H., Winkler, A., 2005, „Spatial Coherence of the Heat Release Fluctuations in Turbulent Jet and Swirl Flames“, Flow, Turbulence and Combustion, Volume 74, S.29-50