

Numerische Simulation des Strömungsgeräusches eines wandbündigen Zylinders

Erik W. Schneehagen¹, Ennes Sarradj¹, Thomas Geyer²

¹ TU Berlin, Fachgebiet Technische Akustik, Email: erik.w.schneehagen@tu-berlin.de / ennes.sarradj@tu-berlin.de

² BTU Cottbus-Senftenberg, Lehrstuhl Technische Akustik Email: thomas.geyer@b-tu.de

Einleitung

In vielen modernen technischen Anwendungen ist Strömungslärm eine entscheidende Komponente des Gesamtgeräusches. Die Vorhersage des Strömungsgeräusches ist durch die Komplexität des Strömungsfeldes selbst bei simplen Geometrien meist schwierig. Ein möglicher Ansatz für die Berechnung ist die numerische Simulation. Die großen Unterschiede der räumlichen Skalen von Akustik- und Strömungsvariablen machen jedoch eine direkte Simulation mit derzeitigen Rechnerleistungen zu teuer. Eine Lösung bietet die getrennte Berechnung des turbulenten Strömungsfeldes und der Akustik. In diesem Beitrag wird die beispielhafte Umsetzung eines solchen hybriden Ansatzes für die Umströmung eines wandgebundenen Zylinders mit der OpenFOAM-Software [1] vorgestellt. Der Ansatz besteht aus der Kombination einer Grobstruktursimulation (LES) des Strömungsfeldes mit der akustischen Analogie von Ffowcs-Williams-Hawkins (FW-H) [2].

Für die numerische Simulation des Strömungsgeräusches wird ein wandbündiger Zylinder untersucht, der mit Geschwindigkeiten von 11 m/s bis 43 m/s umströmt wird. Diese Konfiguration ergibt ein komplexes, dreidimensionales Strömungsbild, das sich durch die Ausprägung eines Hiebtons auch akustisch gut zur Validierung eignet. Für die Simulationen wird ein Zylinder mit einem Durchmesser D von 30 mm und einer Länge L von 24 cm angenommen. Die Abmessungen der Konfiguration sind in Abbildung 1 zu sehen.

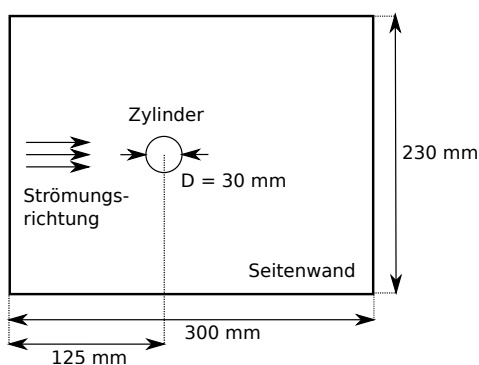


Abbildung 1: Seitenansicht des Zylinders auf der Wand, links Düsenaustritt

Es ergeben sich als Reynoldszahlen bezogen auf den Durchmesser zwischen $1,9 \cdot 10^4$ und $7,5 \cdot 10^4$.

Numerische Strömungssimulation

Es erfolgt in diesem hybriden Ansatz eine Skalentrennung zwischen Turbulenz und Akustik. Das Strömungsfeld wird berechnet und die sich daraus ergebenden, zeitlich veränderlichen Druckschwankungen auf den starren Oberflächen werden als akustische Quellterme verwendet. Es wird eine zeitabhängige Simulation durchgeführt, da unter anderem eine Aussage über die Wirbelablösefrequenz der Strömung um den Zylinder getroffen werden soll. Wegen der relativ hohen Reynolds-Zahlen ist eine direkte numerische Simulation rechnerisch zu teuer und es wird deshalb eine Grobstruktursimulation (LES) durchgeführt. Hierbei wird auf die Geschwindigkeits- und Druckfelder der Navier-Stokes-Gleichungen eine räumliche Tiefpassfilterung angewendet. Dadurch werden größere Wirbelstrukturen direkt berechnet, während Strukturen unterhalb der Filterbreite nur durch Wirbelviskositätsmodelle berücksichtigt werden. In dieser Berechnung wird das Smagorinsky-Modell [3] verwendet. Die Implementierung in OpenFOAM v1712 ist durch

$$\nu_t = C_k \Delta k^{0,5} \quad (1)$$

gegeben. Die turbulente Viskosität ν_t ist abhängig von einer Modellkonstanten C_k , der Filterbreite Δ und der turbulenten kinetischen Energie k . Für C_k wird die Standardeinstellung 0,094 gewählt und die turbulente kinetische Energie wird, wie in [1] beschrieben, berechnet. Die Filterbreite Δ basiert auf der geometrischen Mittelung der drei Raumrichtungen eines Kontrollvolumens (*cube-root volume*).

Für die transiente Simulation wird der PISO-Algorithmus verwendet, der für inkompressible Strömungen geeignet ist. Die Löser- und Diskretisierungseinstellungen sind in Tabelle 1 und 2 zusammengefasst.

Tabelle 1: Lösereinstellungen für die verschiedenen Feldgrößen

	solver	smoother	tolerance	relTol
p	GAMG	GaussSeidel	1e-06	0.1
pFinal	GAMG	DICGauss-Seidel	1e-06	0
U	smooth-Solver	GaussSeidel	1e-05	0

Die Randbedingungen für die Strömungsgeschwindigkeit U und den Druck p sind in Tabelle 3 zu sehen. Für die turbulente Viskosität wurde alle Randbedingungen auf *zeroGradient* gesetzt.

Die dynamische Viskosität wurde auf $17\text{e-}06 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ge-

Tabelle 2: Numerisches Diskretisierungsverfahren der jeweiligen Operation

ddtScheme	backward
gradScheme	Gauss linear
divScheme	Gauss linear
laplacianScheme	Gauss linear corrected

Tabelle 3: Übersicht der Randbedingungen für die Geschwindigkeit U und den Druck p

	U	p
Einlass	fixedValue; uniform(0 U_{in} 0)	zeroGradient
Auslass	inletOutlet; \$internalField; uniform(0 0 0)	fixedValue; uniform 0
Wand u. Zylinder	fixedValue; uniform(0 0 0)	zeroGradient
restliche Flächen	slip	zeroGradient

setzt. Die Dauer der Simulationen wurde so gewählt, dass das Rechengebiet von einem Partikel mit der jeweiligen Strömungsgeschwindigkeit etwa 100 mal durchlaufen werden könnte. Die Zeitschritte für die Berechnung sind so gewählt, dass die maximale Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl unter 0,6 liegt.

Rechengitter

Für das Grundrechengitter wird zunächst ein isotropes, strukturiertes Netz erzeugt. Die Kantenlänge der Würfel beträgt 3,3 mm. Dies ist als grober Ausgangspunkt gewählt, da die Filterbreite Δ in etwa bei 1/6 der Längenskala der Strömung liegen sollte, um 80 % der Energie auflösen zu können [4]. Der Zylinder wird mit einem CAD-Programm erzeugt und mit *snappyHexMesh* in das Rechengitter integriert. Dabei werden verschiedene Grade der Netzverfeinerung gewählt. In Abbildung 2 ist die Seitenwand mit den verschiedenen Stufen der Verfeinerung zu sehen. Um den Zylinder wird eine Grenzschicht aus 5 Zellen gelegt, um einen allmählichen Übergang von den kleinen wandnahen Zellen zu dem restlichen Rechenetz zu gewährleisten. Der Abstand des ersten Gitterpunkts zur Wand wird so gewählt, dass er in der viskosen Grenzschicht liegt. Das bedeutet, dass in den Simulationen ein durchschnittlicher, dimensionsloser Wandabstand für den ersten Gitterpunkt kleiner 5 realisiert wird [4]. Die Region im Nachlauf des Zylinder wird verfeinert, um die Wirbelablösung als dominantes Strömungsphänomen besser abzubilden.

Akustische Berechnung

Für die Berechnung des abgestrahlten Schalls werden zunächst Annahmen zur Vereinfachung der FW-H-Gleichung getroffen. Da der Zylinder und die Wand sich nicht bewegen, verschwindet der erste Quellterm. Da außerdem die maximale Machzahl in den Strömungssimulationen 0,125 beträgt kann der

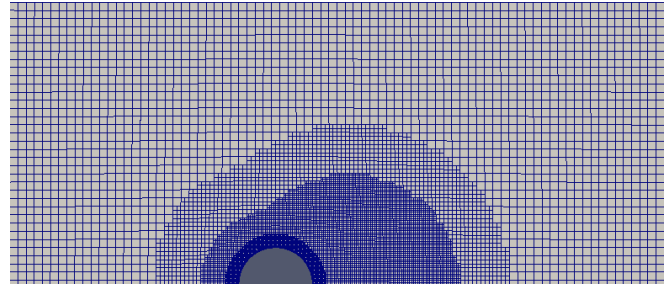


Abbildung 2: Rechengitter der Seitenwand in der Symmetrieachse geschnitten

Beitrag des Lighthill-Tensors vernachlässigt werden. Für kleine Mach-Zahlen reicht es daher den Beitrag der Wechselkräfte auf der Oberfläche, die durch die zeitlich veränderlichen Druckschwankungen p_g entstehen, zu betrachten:

$$p_L(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{4\pi c} \frac{\partial}{\partial t} \int_{f(\mathbf{x})=0} \frac{p_g(\tau_0) \mathbf{n} \mathbf{e}_r}{r} d\mathbf{S}. \quad (2)$$

Hierbei ist \mathbf{n} der Normalenvektor der jeweiligen Oberfläche \mathbf{S} . \mathbf{e}_r bezeichnet den Einheitsvektor in Richtung des Aufpunkts, der den Abstand r besitzt. Mit der retardierten Zeit τ_0 werden die Laufzeitunterschiede zum Aufpunkt berücksichtigt. Als Kontrolloberfläche $f(x)$ wird die Oberfläche des Zylinders und der Wand gewählt. Die Druckschwankungen p_g werden zusammen mit den jeweiligen Punktkoordinaten mit einer Abtastfrequenz von 2000 Hz gespeichert. Aus dieser Punktwolke werden mit Hilfe des Delaunay-Algorithmus Dreiecke berechnet, in deren Flächenschwerpunkten der Druck interpoliert wird. Die zeitliche Ableitung erfolgt als Differenzenquotient zwischen zwei aufgenommenen Zeitschritten. Für die retardierte Zeit wird als Bezugspunkt der kleinste Abstand zum Aufpunkt gewählt und dann alle anderen Punkte um die Laufzeitunterschiede mit der Genauigkeit der zeitlichen Auflösung verschoben. Die Integration über der Kontrolloberfläche wird zu einer Summation der Produkte aus Flächeninhalte und zeitlich veränderlicher Druckschwankung.

Für die Auswertung werden die ersten zehn Durchläufe eines Partikels mit der jeweiligen Strömungsgeschwindigkeit durch das Rechengebiet als Einschwingvorgang angesehen und nicht in der Auswertung mit berücksichtigt.

Als Auswertepunkt wird die Position 65 cm unterhalb der Mitte des Zylinders gewählt. Dies entspricht der Mikrofonposition aus dem experimentellen Versuch des aeroakustischen Windkanals der B-TU Cottbus-Senftenberg, der im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

Akustische Messung

Die akustische Messung zur Validierung der Simulationsergebnisse wurde im aeroakustischen Windkanal der B-TU Cottbus-Senftenberg durchgeführt. Der Versuchsaufbau hat die gleichen Abmessungen wie bei den numerischen Berechnungen (Abbildung 1). In Abbildung 3 ist ein Foto

des Messaufbaus zu sehen. Neben der Düse sind die umgebenden porösen Absorber und oben das Mikrofonarray zu erkennen. Die Absorber sind ab etwa 250 Hz als reflexionsfrei anzunehmen. Der hier abgebildete Zylinder ist weniger lang und entspricht nicht dem ausgewerteten.

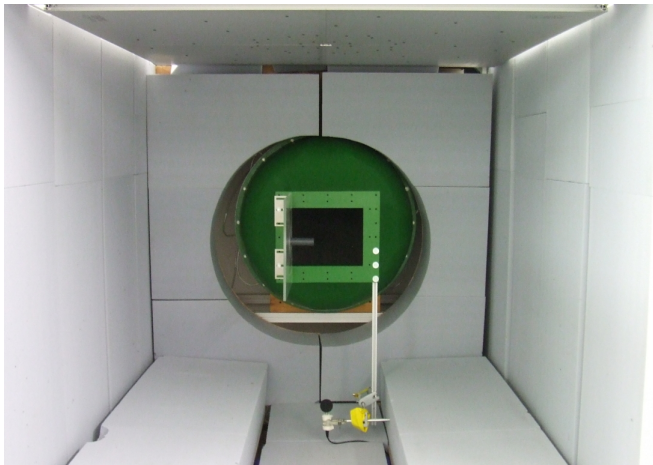


Abbildung 3: Versuchsaufbau im aeroakustischen Windkanal der B-TU Cottbus-Senftenberg, Düsenauslass (grün), links Seitenwand mit Zylinder, unterhalb das Mikrofon

Ergebnisse

Die Simulationsergebnisse werden mit den Messungen der B-TU Cottbus-Senftenberg verglichen. In Abbildung 4 ist die Strouhal-Zahl über der Reynolds-Zahl aufgetragen. Für die niedrigsten drei Geschwindigkeiten sind jeweils einzelne Hiebtöne um eine Strouhal-Zahl von etwa 0,2 zu sehen, wobei die größte Abweichung bei $Re = 3 \cdot 10^4$ noch unter 10 % liegt. Bei höheren Geschwindigkeiten sind zwei dominante Töne im Spektrum vorhanden, wobei für die beiden höchsten Geschwindigkeiten davon ausgegangen wird, dass der Peak mit der kleineren Strouhal-Zahl nicht mehr einen Hiebtönen zuzuordnen ist, sondern von der Strömung über das Zylinderende verursacht wird [5]. Dieser Effekt wird von der Simulation für die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten außer für 31 m/s abgebildet. Die Strouhal-Zahlen weichen bei 43 m/s um etwa 10 % ab. Außerdem werden für die Validierung der Simulationsergebnisse auf die Frequenzauflösung bezogene Schalldruckpegelspektren gezeigt. Einmal für eine gute Übereinstimmung und einmal für eine schlechtere Übereinstimmung. Der Vergleich der Leistungsdichtespektren bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 15 m/s ist in Abbildung 5 für einen Frequenzbereich von 50 Hz bis 1000 Hz dargestellt. Um den Einfluss des stationären Antriebsventilatorgeräuschs des Windkanals zu minimieren, wird die Differenz des Spektrums von dem beschriebenen Aufbau und des Spektrums von nur der Wand ohne Zylinder bei der gleichen Strömungsgeschwindigkeit gebildet. Die untere Frequenzgrenze der Auswertung bildet der erste Wert, bei dem die Schalldruckdifferenz der beiden beschriebenen Strömungskonfigurationen (Wand u. Wand+Zylinder) größer als 6 dB ist. Für die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten könnte dies dazu führen, dass der tieffrequente Ton vom Zylinderende in der

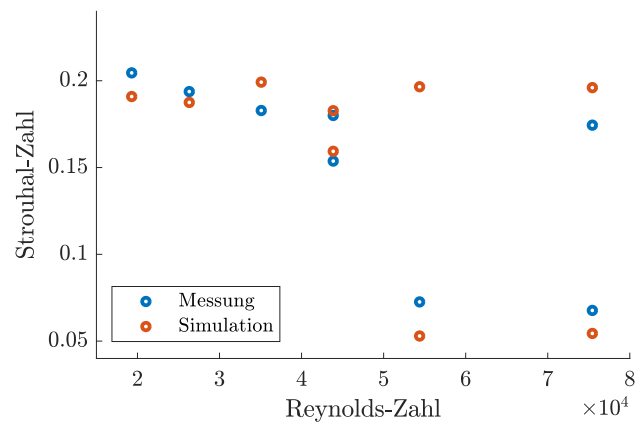


Abbildung 4: Vergleich der Strouhal-Zahl des Hiebtönen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl

Auswertung in Abbildung 4 nicht berücksichtigt wird. Beide Spektren sind mit einem Hanning-Fenster mit 50 % overlap berechnet. Für das Spektrum der Simulation wird über 10 Fenster mit einer Blocklänge von 512 samples gemittelt. Diese kurze Auswertdauer ist durch den hohen Rechenaufwand der numerischen Strömungssimulation bedingt. Diese Rechnung auf 176 Prozessoren parallel gerechnet, benötigt bereits 63 Stunden.

Der Verlauf des Leistungsdichtespektrum ist für

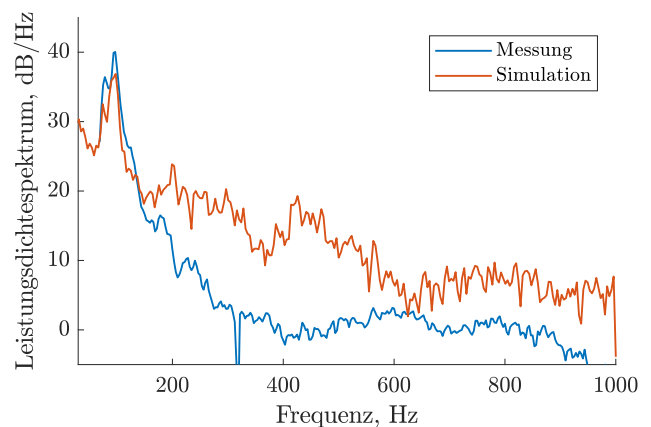


Abbildung 5: Vergleich des Leistungsdichtespektrums von Messung (blau) und Simulation (rot) bei $U = 15$ m/s ($Re = 2,6 \cdot 10^4$)

$U = 15$ m/s ähnlich. Dies zeigt sich besonders beim Maximum bei etwa 100 Hz, wo das Spektrum von dem Versuch und der Simulation die gleiche Form besitzen. Der Rauschpegel der Simulation weicht teilweise über 10 dB ab.

In Abbildung 6 ist der Vergleich der Leistungsdichtespektren für eine Strömungsgeschwindigkeit von 31 m/s zu sehen. Für das Spektrum der Simulation werden 150 Durchströmungen berücksichtigt. Wegen der geringeren Länge des Zeitsignals wird die Fensterlänge auf 256 samples reduziert, um eine höhere statistische Zuverlässigkeit zu erreichen. Die restlichen Einstellungen sind identisch wie für Abbildung 5 beschrieben.

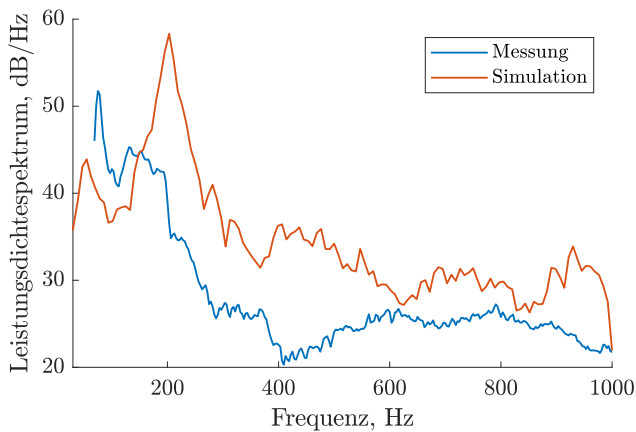


Abbildung 6: Vergleich des Leistungsdichtespektrums von Messung (blau) und Simulation (rot) bei $U = 31$ m/s ($Re = 5,4 \cdot 10^4$)

Im Spektrum der Messung ist kein klarer Hiebton mehr zu erkennen. Es deutet sich eine Aufteilung in zwei Töne an, wobei aber der höherfrequente nicht ausgeprägt ist. Der tiefere Ton liegt bei 97 Hz. In den Simulationsergebnissen ist hingegen eine klar ausgeprägte Spitze bei einer Frequenz von 203 Hz ($St = 0,196$) zu sehen und ein etwa 15 dB niedrigerer Peak bei 78 Hz.

Diskussion

Die Strouhal-Zahlen in Abhängigkeit von der Reynoldszahlen der Simulation zeigen für die meisten Fälle eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Eine Ursache für die vorhandenen Abweichungen könnte in der Randbedingung des Einlasses des Rechengebietes im Vergleich zur realen Anströmung liegen. In der Simulation erfolgt die Anströmung mit einer perfekt laminaren Strömung, die in der Realität nicht erreicht werden kann. Obwohl die Turbulenzintensität des Windkanals sehr niedrig ist, könnten diese Abweichung dazu führen, dass sich in dem komplexen Strömungsfeld unterschiedliche Ausprägungen ergeben. Des Weiteren ergibt sich im Rechengebiet ein stärkerer Verblockungseffekt des Zylinders als in der realen Düsenausströmung, da die Grenzen des Rechengebiets zwar reibungsfrei aber nicht durchlässig sind. Im realen Versuch beträgt der Abstand des Zylinders zum Düsenaustritt auch nur 12,5 cm, so dass es zu einer Verblockung kommt, aber dieser Effekt ist durch das Vorhandensein nur einer Seitenwand wahrscheinlich weniger stark ausgeprägt. So können Abweichungen in der Strömungsgeschwindigkeit zwischen Simulation und Messung entstehen, die direkten Einfluss auf die Ausbildung eines Hiebtons und der Strouhal-Zahl haben.

Die Leistungsdichtespektren zeigen, bis auf den gezeigten Fall für $U = 31$ m/s, eine gute Übereinstimmung im Frequenzverlauf. Eine Aussage über die Höhe der Pegel zu treffen ist mit einiger Unsicherheit verbunden. Die Umgebung des Düsenaustritts des Strömungskanals ist akustisch erst ab 250 Hz als reflexionsfrei anzusehen. Außerdem hing über der Düse ein Mikrofonarray mit schall-

harter Berandung, das in der Simulation nur durch eine Spiegelquelle berücksichtigt wurde. Zusätzlich werden in der Simulation keine Interaktionen zwischen Akustik und Strömung berücksichtigt. Dies betrifft den konvektiven Transport des Fluids während der Ausbreitung des Schalls zum Empfangsorts und die Interaktion des Schalls mit der Scherschicht des Freistrahls. Hierbei kann es zu einer Beeinflussung der Richtcharakteristik kommen, die beim Vergleich eines einzelnen Messpunktes zu größeren Unterschieden führen kann.

Fazit

Die Berechnung der Schallabstrahlung eines Zylinders mit einem hybriden Ansatz liefert im Vergleich zu einer Messung im aeroakustischen Windkanal der B-TU Cottbus-Senftenberg gute Ergebnisse. Die Strouhal-Zahl des Hiebtons sowie das Vorhandensein eines zweiten dominanten Tons im Spektrum werden größtenteils richtig vorausgesagt. Der Frequenzverlauf der Leistungsdichtespektren zeigt für die meisten Fälle einen qualitativ ähnlichen Verlauf. Für die Bewertung der Absolutwerte der Pegel sollten Versuche mit einem Zylinder mit kleinerem Durchmesser durchgeführt werden. So verschiebt sich der Hiebton zu höheren Frequenzen, so dass auch für niedrige Strömungsgeschwindigkeiten die Wände als reflexionsfrei betrachtet werden können. Außerdem sollte das Mikrofonarray als schallharte Wand nicht vorhanden sein und an mehr Mikrofonpositionen Messungen erfolgen, um die Richtcharakteristik des Zylinders zu untersuchen und vergleichen. So kann eine bessere Validierung der Simulationen erreicht werden.

Literatur

- [1] OpenFOAM Homepage, URL: <https://www.openfoam.com>
- [2] Ffowcs Williams, J. and Hawkings, D.: Sound generated by turbulence and surfaces in arbitrary motion, Philosophical Transactions of the Royal Society (1969), Vol. A264, No. 1151, pp. 321–342
- [3] Smagorinsky, J.: General Circulation Experiments with the Primitive Equations I. the Basic Experiment, Monthly Weather Review (1963), 91(3): pp. 99–164,
- [4] Pope, S. B.: Turbulent Flows. Cambridge University Press, Cambridge, 13th Printing 2015
- [5] Porteous, R., Moreau, D. J., Doolan, C. J.: A review on flow-induced noise from finite wall-mounted cylinders. Journal of Fluids and Structures 51 (2014), 240-254