Aeroakustische Simulation einer umströmten Zylinderkonfiguration mit SU2

Erik W. Schneehagen[1], Beckett Y. Zhou[2], Ennes Sarradj[1], Nicolas Gauger[2]

[1] *TU Berlin, Fachgebiet Technische Akustik, erik.w.schneehagen@tu-berlin.de / ennes.sarradj@tu-berlin.de*

[2] *TU Kaiserslautern, Chair f. Scient. Computing, yuxiang.zhou@scicomp.uni-kl.de / nicolas.gauger@scicomp.uni-kl.de*

Einleitung

Für viele technische Anwendungen ist Strömungslärm eine relevante Komponente des Gesamtgeräusches. Die Vorhersage des Strömungsgeräusches gestaltet sich auf Grund der hohen Komplexität des Strömungsfeldes oft schwierig. Auch mit steigenden Rechenleistungen und für simple Geometrien ist die direkte numerische Simulation wegen der großen Unterschiede der räumlichen Skalen von Akustik- und Strömungsvariablen oftmals zu teuer. Eine mögliche Lösung bietet die getrennte Berechnung des turbulenten Strömungsfelds und der Akustik. Ein bekannter hybrider Ansatz ist die Kombination einer Grobstruktursimulation (LES) des Strömungsfeldes mit der akustischen Analogie von Ffowcs-Williams-Hawkings (FW-H) [1]. Eine Umsetzung dieser Methode mit dem Open-Source CFD Code SU2 [2] wird vorgestellt und auf das Umströmungsgeräusch eines wandbündigen Zylinder mit einen Seitenverhältnis (Verhaltnis Länge zu Durchmesser) von 6 angewendet. Die Validierung der Strömungsergebnisse erfolgt anhand experimenteller Daten von Park und Lee (2002) [3] und einer weiteren LES von Afgan et al. (2007) [4]. Die Validierung der akustischen Berechnungen erfolgt mit Messungen aus einem aeroakustischen Windkanal. Die Reynolds-Zahl bezogen auf den Zylinderdurchmesser beträgt 20.000 für alle diese Konfigurationen. In Abbildung 1 sind die Dimensionen des verwendeten Rechengebiets in Zylinderdurchmessern in zwei Ansichten dargestellt. Die Strömungsrichtung ist von links nach rechts.

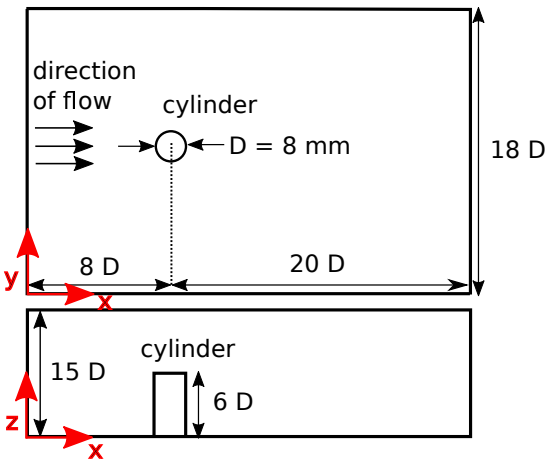

Abbildung 1: Abmessungen des Rechengebiets in zwei verschiedenen Ansichten, alle Maße in Zylinderdurchmessern

Numerische Strömungssimulation

In diesem hybriden Ansatz erfolgt eine Skalentrennung zwischen Turbulenz und Akustik. Das Strömungsfeld wird berechnet und die sich daraus ergebenden, zeitlich veränderlichen Druckschwankungen auf den starren Oberflächen als akustische Quellterme verwendet. Wegen der relativ hohen Reynolds-Zahl ist eine direkte numerische Simulation rechnerisch zu teuer und es wird deshalb eine kompressible, implizite Grobstruktursimulation (LES) mit dem Open-Source CFD-Code SU2 durchgeführt. Hierbei wird auf die Geschwindigkeits- und Druckfelder der Navier-Stokes-Gleichungen durch das Rechengitter eine räumliche Tiefpassfilterung angewendet. Es werden größere Wirbelstrukturen direkt berechnet, während die Viskosität der kleineren Strukturen unterhalb der Auflösung des Rechengitters nur durch numerische Diffusion berücksichtigt wird. Die Simulation wird mit einem homogenen Strömungsfeld mit 36,7 m/s initialisiert. Die Zylinderoberfläche ist als reibungsbehaftet angenommen, während für die Wand eine *slip* Randbedingung verwendet wird. In dieser Berechnung wird davon ausgegangen, dass der Einfluss der ankommenden Grenzschicht für einen Zylinder mit der Höhe von 6 D gering ist. Die Grenzschicht der Zylinderoberfläche ist so aufgelöst, dass der dimensionslose Wandabstand y^+ überall etwa 1 beträgt. Ein Längsschnitt des Rechengebiets ist in Abbildung 2 zu sehen. Das Rechengitter im Nachlauf des Zylinders ist 8 Durchmesser stromabwärts besonders verfeinert, um die Wirbelablösung im Nachlauf abzubilden. Das Rechengitter setzt sich aus etwa 4,2 Millionen Rechenpunkten zusammen.

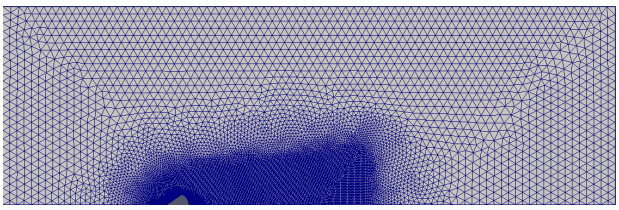

Abbildung 2: Rechengitter der Wand in Symmetrieachse geschnitten, der Nachlauf des Zylinders wird mit einen höher aufgelösten Rechengitter abgebildet

Um zu entscheiden, wann die LES die transiente Anfangsphase durchlaufen hat, wird der Auftriebs- und Strömungswiderstandskoeffizient auf der Zylinderoberfläche überwacht. Das Speichern der Daten zur Auswertung beginnt erst, wenn sich ein quasi periodischer, statischer Zustand für beide Koeffizienten einstellt. Alle Simulationsergebnisse sind für eine Dauer von 0,16 Sekunden betrachtet. Dies entspricht der Zeit, die ein Partikel benötigt um das Rechen-

gebiet 25 Mal in Strömungsrichtung mit mittlerer Strömungsgeschwindigkeit durchqueren zu können.

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 Monopolquellterm. Da außerdem die Mach-Zahl in der Strömungssimulation etwa 0,11 beträgt kann der 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:

$$p_L(\boldsymbol{x},t) = \frac{1}{4\pi c}\frac{\partial}{\partial t}\int_{f(\boldsymbol{x})=0}\frac{p_g(\tau_0)\boldsymbol{n}\boldsymbol{e_r}}{r}\mathrm{d}\boldsymbol{S}. \qquad (1)$$

Hierbei ist $\boldsymbol{n}$ der Normalenvektor der jeweiligen Oberfläche $\boldsymbol{S}$. $\boldsymbol{e_r}$ 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 10.000 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.

Akustische Messung

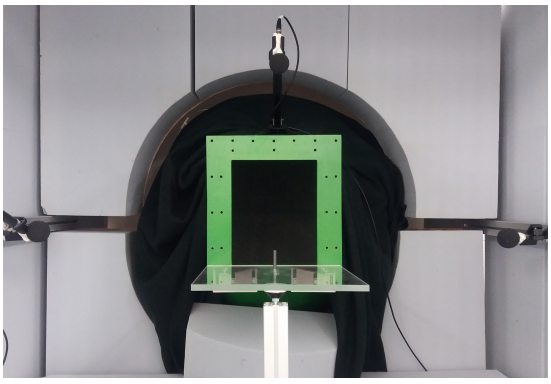

Abbildung 3: Versuchsaufbau aeroakustischer Windkanal, Düsenaustritt (grün), Zylinder auf Platte und drei Mikrofone

Die akustischen Messungen wurden im aeroakustischen Windkanal der B-TU Cottbus-Senftenberg durchgeführt. In Abbildung 3 ist der Versuchsaufbau zu sehen. An dem grünen Düsenaustritt ist eine Acrylglasplatte befestigt auf der in 10 cm Abstand ein PVC-Zylinder mit den identischen Abmessungen wie in der Simulation befestigt ist. Die umgebenden Wände sind vollständig mit porösem Absorbermaterial bedeckt und können oberhalb von 250 Hz als vollständig absorbierend angenommen werden. Die Schalldruckzeitsignale sind mit drei 1/4" Freifeld-Mikrofonen mit einer Abtastfrequenz von 51,2 kHz für 60 s aufgenommen und in Abbildung 3 links, oberhalb und rechts des Zylinders zu sehen. Die Messungen werden einmal mit dem Zylinder auf Wand wie in der Abbildung zusehen und einmal ohne den Zylinder durchgeführt. So kann unterschieden werden, welche Geräuschanteile dem Betrieb des Windkanals und welche dem Zylinder zuzuordnen sind.

Diskussion der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Strömungssimulation werden mit den experimentellen Daten von Park und Lee (2002) und Ergebnisse einer anderen LES von Afgan et al. (2007) verglichen. Beide betrachten einen Zylinder mit dem Seitenverhältnis von 6 und einer Reynolds-Zahl von 20.000. In den Simulationen und natürlich in den experimentellen Versuchen war die Grundplatte, auf dem der Zylinder befestigt ist, reibungsbehaftet. Da die Grenzschichtdicke in den Vergleichsdaten bei nur etwa 6 Prozent des Zylinderdurchmessers liegt [4], wird in dieser Simulation auf die Auflösung der Grenzschicht verzichtet, um Rechenzellen einzusparen. Die Positionen an denen die Ergebnisse verglichen werden, sind mindestens eine halbe Zylinderlänge von der Wand entfernt, so dass die periodische Wirbelablösung am Zylinderumfang und an der Zylinderspitze die wandnahe Strömung dominieren sollte.

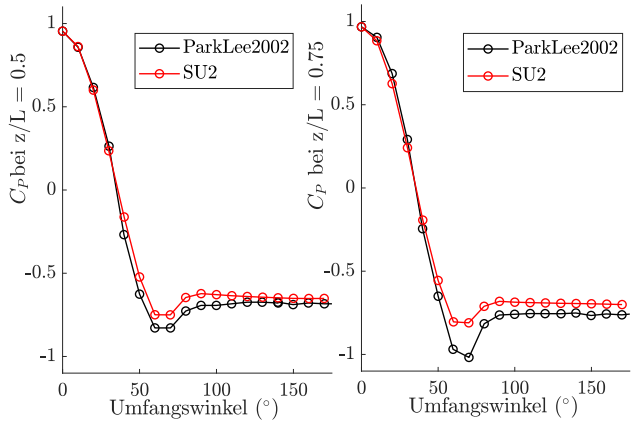

Abbildung 4: Umlaufender Druckkoeffizient C_P auf der Zylinderoberfläche für z/L = 0,5 (links) und z/L = 0.75 (rechts)

Zuerst wird der mittlere Umfangsdruckkoeffizient auf der Zylinderoberfläche an zwei verschieden vertikalen Positionen mit den Messdaten von Park und Lee (2002) verglichen. In diesem Messaufbau wurden 19 Drucksensoren entlang der vertikalen Zylinderachse angebracht und in 10° Schritten in der Strömung gedreht. Der Referenzwert des Drucks in den simulierten Strömungsergebnissen

ist so normiert, dass die beiden Kurven bei 0° den gleichen Wert besitzen. Im linken Teil der Abbildung 4 ist der Druckbeiwert in Abhängigkeit vom Umfangswinkel bei der halben Zylinderhöhe zu sehen. Die Ergebnisse der Strömungssimulation (rot) liegen in Größe und Verlauf nah an den Messergebnissen (schwarz). Der Ort des geringsten Drucks stimmt überein, aber die Ergebnisse der Simulation liegen ab 30° etwas über den Ergebnissen der Messung. An der vertikalen Zylinderposition bei z/L = 0.75 unterscheiden sich die Ergebnisse stärker. Der generelle Verlauf stimmt zwar über ein, aber der Druckabfall der Simulation ist weniger stark ausgeprägt als in den Messdaten. Ein möglicher Grund, warum die Ergebnisse näher am Zylinderende mehr abweichen, könnte eine nicht ausreichende Auflösung der Scherschicht am Zylinderende sein. Um die Wirbelablösung in diesem Gebiet korrekt abzubilden, ist wahrscheinlich eine höhere Dichte von Rechenpunkten nötig.

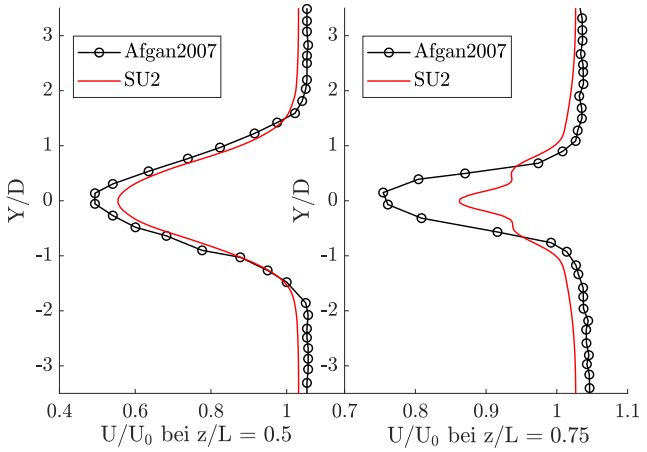

Abbildung 5: Zeitlich gemittelte Strömungsgeschwindigkeit in 5 Zylinderdurchmessern Abstand stromabwärts vom Zylinder für z/L = 0,5 (links) und z/L = 0.75 (rechts)

In Abbildung 5 ist die mittlere Geschwindigkeit in Strömungsrichtung normiert mit der mittleren Einlassgeschwindigkeit in fünf Durchmessern Entfernung zum Zylinder dargestellt. Der Vergleich erfolgt zu den Daten der LES von Afgan et al. (2007), die die gleichen Daten von Park und Lee (2002) zur Validierung benutzen und eine hohe Übereinstimmung zeigen. Die vertikalen Höhen entsprechen wieder denen aus der Abbildung 4 zuvor. Das Minimum der mittleren, normierten Strömungsgeschwindigkeit bei z/L = 0,5 liegt für die SU2-Simulation (rot) bei 0,55 und ist damit leicht höher als die 0,5 von der LES (schwarz) von Afgan et al. (2007). Die mittleren Geschwindigkeitsprofile ähneln sich jedoch stark, so dass beide Simulationen die Breite des Nachlaufs hinter dem Zylinder und die Stärke der Rezirkulation qualitativ gleich voraussagen. Bei einer Höhe von z/L = 0.75 unterscheiden sich die Ergebnisse sowohl für die Ausprägung des Profils sowie den Minimalwert stärker. Der Minimalwert für die SU2-Simulation liegt bei 0,86 und für LES von Afgan et al. (2007) bei 0,76. Auch hier ist die Differenz zu den Validierungsdaten in geringerem Abstand zum Zylinderende größer. Es lässt sich auch hier vermuten, dass die Auflösung der Scherschicht des Zylinderendes nicht ausreichend ist. In Abbildung 6 ist

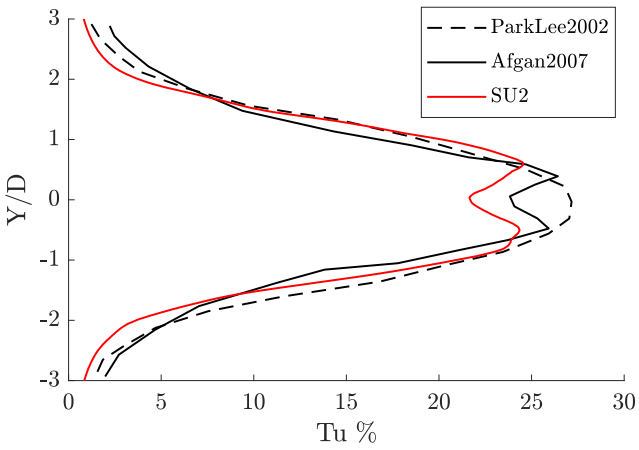

Abbildung 6: Turbulenzgrad in 5 Zylinderdurchmessern Abstand stromabwärts vom Zylinder für z/L = 0,5

der Turbulenzgrad in Strömungsrichtung in fünf Durchmessern Abstand zur Zylindermitte bei z/L = 0,5 im Vergleich zu den Hitzdrahtmessungen (schwarz gestrichelt) von Park und Lee (2002) dargestellt. Außerdem sind noch die Simulationsergebnisse von Afgan et al (2007) in schwarz abgebildet, da die räumliche Auflösung der einzelnen Komponenten der Geschwindigkeitsfluktuationen für Hitzdrahtmessungen mit den verwendeten X-Sonden fehlerbehaftet sein kann. Der Turbulenzgrad der Messung zeigt einen Maximalwert von 27 %. Die beiden LES zeigen ein Doppelmaximum bei etwa 25 % (Afgan) und 24 % (SU2), das nicht in den Hitzdrahtmessungen auftritt. Unabhängig davon welche Vergleichsdaten zuverlässiger sind, bildet die SU2-Simulation den Turbulenzgrad nur mit wenigen Prozent Abweichung ab.

In Abbildung 7 sind die Leistungsdichtespektra des Schalldrucks von der Messungen in schwarz und von der Simulation in rot dargestellt. Beide Spektra sind mit der Methode von Welsh gemittelt, wobei für die Simulation 12 Fenster mit einer Länge von 128 Werten und für die Simulation 750 Fenster mit einer Länge von 4096 Werten verwendet werden. Die geringere Frequenzauflösung in der Simulation resultiert aus dem hohen rechnerischen Aufwand, der für die Berechnung der Strömungsfeldlösung nötig ist. Deswegen werden die Spektra durch die Frequenzauflösung normiert. Für beide Spektra wird ein Hanning-Fenster mit 0.0 overlap verwendet. Das Spektrum der Messung ist die energetische Differenz der Schalldruckeffektivwertquadrate der Messung mit und ohne Zylinder in der Strömung. Dies wird gemacht, um den Einfluss des Eigengeräusches, das durch den Betrieb des Windkanals erzeugt wird, zu reduzieren. Es wird nur der Frequenzbereich von 600 Hz bis 2.600 Hz gezeigt, da nur hier die Differenz der beiden Messungen größer als 3 dB ist. Im Bereich des Hiebtons des Zylinders bei 700 Hz liegt der Signal-Rausch-Abstand bei etwa 6 dB. Diese niedrige Differenz ist insgesamt kritisch zu betrachten. Für den Absolutpegel des Hiebtons lässt

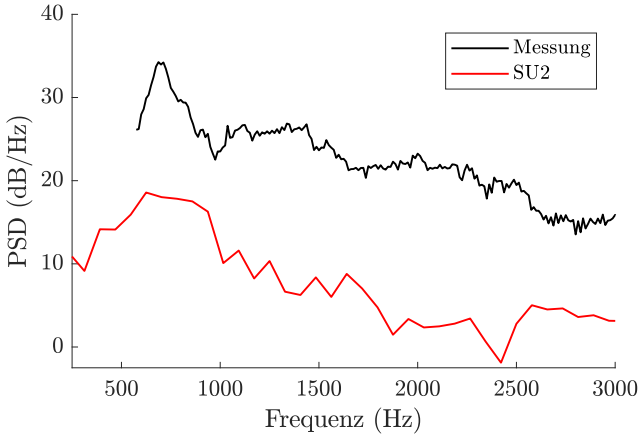

Abbildung 7: Vergleich der Leistungsdichtespektren von Messungen und Simulation, Signal-Rausch-Abstand liegt für die Messung nur von 600 Hz bis 2.600 Hz über 3 dB, Bezugswert $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa

sich jedoch eine relativ zuverlässige Aussage machen. Der Aufpunkt für die akustische Berechnung ist so gewählt, dass der Abstand genau dem der rechten Mikrofonposition aus Abbildung 3 entspricht. Es ist ersichtlich, dass berechnete Pegel (rot) deutlich unter dem der Messung liegt. Die Spitze des Hiebtons, die in der Messung bei 700 Hz liegt, ist in dem Spektrum der Simulation weniger stark ausgeprägt und fällt breiter aus. Die Pegeldifferenz der jeweiligen Maximalwerte beträgt etwa 15 dB. Mit steigender Frequenz ist ein sinkender Pegel wie in der Messung zu sehen. Die Pegeldifferenz liegt aber auch hier zwischen 12 dB und 20 dB. Die Differenz der Summenschalldruckpegel liegt für den Frequenzbereich von 600 Hz bis 2.600 Hz bei 14 dB. Um diese große Diskrepanz zu erklären, muss auf die Grenzen dieser Berechnungsmethode eingegangen werden. Die Gleichung 1 beinhaltet keine anderen Oberflächen bzw. Hindernisse auf dem Ausbreitungsweg. In dem realen Messaufbau ist der Zylinder auf einer Acrylglasplatte befestigt, deren Reflexionen nicht in der Berechnung vorhanden sind. Zwar liegt die Helmholtz-Zahl für die Abmessungen der Platte und bei der Hiebtonfrequenz nur bei etwa 0,5, aber zu höheren Frequenzen könnte sich der Einfluss verstärken. Wird die Reflexion der Wand als Spiegelquelle angesehen, könnte der Einfluss bei potentiell 6 dB liegen. Für die hier auftretenden Helmholtz-Zahlen ist der Einfluss aber sicher kleiner. Des Weiteren ist die Schallabstrahlung der Wand nicht mit berücksichtigt. Wie angesprochen ist die Reibung auf der Wand vernachlässigt und somit auch nicht Teil der berechneten Schallabstrahlung. Allerdings sollte der Unterschied nur wenige dB sein und eher den höherfrequenten Anteil oberhalb des Hiebtons betreffen. Diese Gründe reichen also nicht alleine aus um die Schalldruckpegeldiskrepanz von 15 dB im Hiebton zu erklären. Weitere Untersuchungen zu den Wechselgrößen auf der Zylinderoberfläche sind nötig, um mögliche Ursachen zu ergründen.

Fazit

Ein hybrider Ansatz aus einer Grobstruktursimulation und der akustischen Analogie von Ffowcs-Williams-Hawkings wurde für den Fall eines umströmten Zylinders vorgestellt. Der Vergleich der mittleren Strömungs- und Turbulenzgrößen mit Mess- und Simulationsdaten zeigte eine gute Übereinstimmung. Der Vergleich zu den Validierungsdaten zeigte eine geringere Abweichung in der Zylindermitte als näher am Zylinderkopf. Mit einer erhöhten Auflösung des Rechengitters am Zylinderende wird für zukünftige Simulationen versucht werden, die Übereinstimmung weiter zu erhöhen. Für die akustische Berechnung bildet das Schalldruckpegelspektrum zwar ungefähr die Zusammensetzung aus Hiebton und Strömungsrauschen der Messung ab, jedoch unterscheidet sich der Gesamtschalldruckpegel für den betrachteten Frequenzbereich sehr deutlich um 14 dB. Die Reflexion und die Schallabstrahlung der Grundplatte des Zylinders sind in dieser Simulation zwar nicht enthalten, können aber nicht diese große Differenz alleine erklären. Da die zeitgemitteln Strömungsgrößen scheinbar keine ausreichende Aussagekraft über den abgestrahlten Schall besitzen, wird das Augenmerk für weitere Validierungen auf den Wechselgrößen und auf den Zylinder wirkende Kräfte liegen.

Danksagung

Die Autoren danken Thomas Geyer von der B-TU Cottbus-Senftenberg für die Zurverfügungstellung des aeroakustischen Windkanals und die Hilfe bei den Messungen.

Literatur

[1] 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

[2] Economon, T. D., Palacios, F., Copeland, S. R., Lukaczyk, T. W., and Alonso, J. J. SU2: An Open-Source Suite for Multiphysics Simulation and Design. *AIAA Journal* 54(3), pp. 828-846, 2016

[3] Park, C.W. Lee, S.J.: Flow structure around a finite circular cylinder embedded in various atmospheric boundary layers, *Fluid Dynamics Research*, Vol. 30, No. 3, pp. 197-215, 2002

[4] I. Afgan et al.: Large eddy simulation of turbulent flow for wall mounted cantilever cylinders of aspect ratio 6 and 10, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28, pp. 561-574, 2007