

Aerodynamische Schallentstehung an zwei versetzt angeordneten Zylindern gleichen Durchmessers

Paul Abromeit^{1,3}, Thomas F. Geyer^{2,3}, Lars Enghardt^{1,3}

¹ Brandenburgische Technische Universität Cottbus - Senftenberg, Fachgebiet Elektrifizierte Luftfahrtantriebe, 03046 Cottbus, Email: paul.abromeit@b-tu.de

² Brandenburgische Technische Universität Cottbus - Senftenberg, Arbeitsgebiet Technische Akustik, 03046 Cottbus, Email: thomas.geyer@b-tu.de

³ DLR, Institut für Elektrifizierte Luftfahrtantriebe, 03046 Cottbus

Einleitung

Die komplexe Umströmung von zwei versetzt angeordneten Zylindern ist in verschiedenen technischen Anwendungen, wie zum Beispiel dem Fahrwerk von Flugzeugen oder Schutzgittern von Ventilatoren, wiederzufinden. Obwohl es zahlreiche numerische und experimentelle Untersuchungen zu diesem Aufbau gibt, beschäftigen sich nur wenige davon mit der Schallentstehung. Diese ist im Wesentlichen auf die Beeinflussung der Zylinder untereinander und die damit resultierenden Fluktuationen des Auftriebskoeffizienten zurückzuführen. Der hintere Zylinder erfährt auf der innen liegenden Seite durch die Nachlaufströmung des vorderen Zylinders eine Änderung des Auftriebs. Dieser Einfluss verstärkt sich, wenn der Anstellwinkel zwischen den Zylindern weiter verringert wird. Dabei wird das Maximum des Effektivwerts des Auftriebskoeffizienten dann erreicht, wenn der hintere Zylinder die Strömungslinien zwischen sich und die Nachlaufströmung des vorderen Zylinders drücken muss [1].

Die tonale Schallentstehung an einer Tandem-Zylinderanordnung wird derzeit im Rahmen von Windkanalexperimenten und numerischen Simulationen an der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus-Senftenberg (BTU) untersucht.

Experimentelle Untersuchung

Die experimentelle Untersuchung des Effekts wurde am aeroakustischen Windkanal der BTU durchgeführt [6]. An der Düse des Windkanals wurden zwei Seitenwände angebracht, mit denen sowohl die Zylinder gehalten werden als auch ein Anstellwinkel festgelegt werden kann. Abbildung 1 zeigt eine schematische Darstellung des Versuchs und Abbildung 2 den Aufbau im Windkanal. Der Auslass der Düse hat eine Breite von $B = 0,28$ m und eine Höhe von $H = 0,23$ m. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit U beträgt etwa 60 m/s. Die akustischen Messungen erfolgten mit einem ebenen Mikrofon-Array, welches direkt über den Zylindern in einer Höhe von $h = 0,71$ m positioniert ist. Die meisten Auswertungen basieren jedoch nur auf den Autoleistungsspektren eines einzelnen Mikrofons. Die Zylinder haben einen Durchmesser von $D = 6$ mm und eine Länge von $L = 0,28$ m. Der Abstand zwischen den beiden Zylindern beträgt $S = 3,7 D$. Im Verlauf der Messungen wurde der Anstellwinkel von 0° in 5° -Schritten bis auf 90° variiert. Die Messungen wurden für Geschwindig-

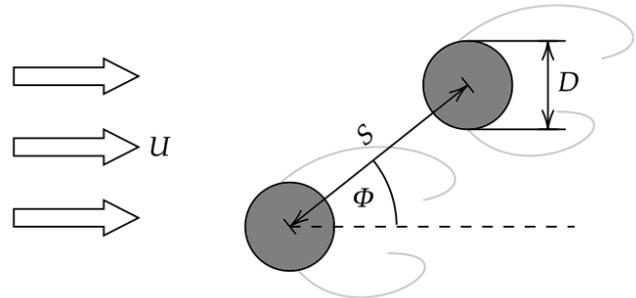


Abbildung 1: Schematischer Aufbau des Versuchs (U Anströmungsgeschwindigkeit, S Abstand zwischen den Zylindern, D Durchmesser der Zylinder, Φ Anstellwinkel zwischen den Zylindern)

keiten zwischen 10 m/s und 35 m/s in 5 m/s-Schritten durchgeführt.

Die Ergebnisse der Messungen zeigen, dass sich das tonale Maximum des Schalldruckpegelspektrums mit steigendem Anstellwinkel in einen höheren Frequenzbereich verschiebt (siehe Abbildung 7). Bei einem Winkel von 90° liegt dann das Maximum etwa bei dem des Referenzfalls, einem einzelnen Zylinder. Der Abstand zwischen den Zylindern ist groß genug, dass die Wirbelablösung unabhängig voneinander stattfinden kann. Diese Beobachtung passt zu den Untersuchungen von Sumner et. al. [4, 5] die zeigen, dass bei einem Abstand von $3,7 D$ nur bei kleinen Anstellwinkeln eine Interaktion zwischen den Zylindern stattfindet. Ebenso ist in den Abbildungen 7 und 4 erkennbar, dass bei Erhöhung des Anstellwinkels das Maximum des Spektrums in zwei Maxima aufgeteilt wird und sich bei einem hohen Anstellwinkel wieder zu einem vereinigt. Eine Beschreibung dieses bistabilen Verhaltens findet sich ebenfalls in vorherige Untersuchungen [5, 7, 8]. Das Maximum bei $\Phi = 0^\circ$ liegt für die hier betrachtete Konfiguration bei einer Frequenz von etwa 750 Hz, welche sich bei $\Phi = 90^\circ$ auf 950 Hz verschoben hat. Im Experiment wurden die Anstellwinkel weiter verfeinert, sodass diese Aufteilung des Maximums auf Winkel zwischen $\Phi = 35^\circ$ und ungefähr 80° eingegrenzt werden konnte.

Abbildung 3 verdeutlicht eine weitere interessante Beobachtung: Wenn die Strouhalzahlen der beiden Maxima über veränderliche Winkel betrachtet werden, tauschen

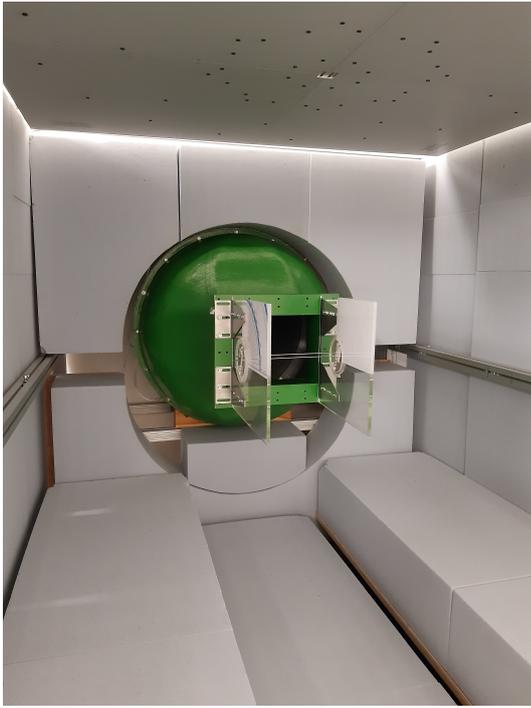


Abbildung 2: Experimenteller Aufbau im Windkanal der BTU.

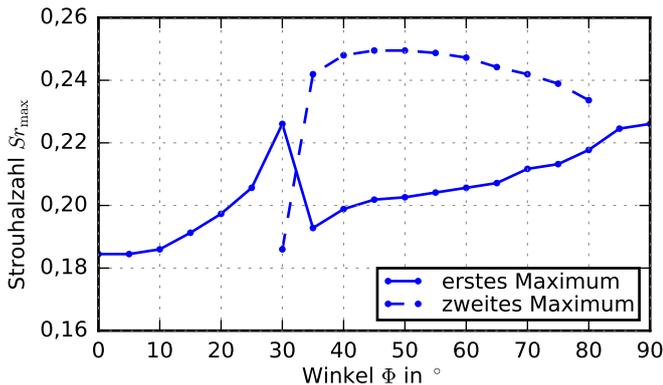
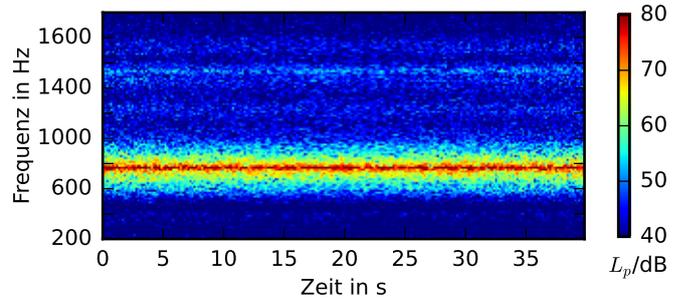


Abbildung 3: Experimentell ermittelter Verlauf der Strouhalzahl über dem Anstellwinkel bei einer Reynoldszahl von 8200.

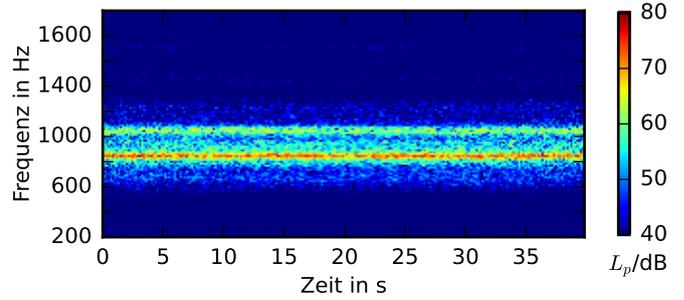
diese bei einem Winkel von $\Phi = 35^\circ$ ihre Position. Die Strouhalzahl des ersten Maximums steigt ab etwa $\Phi = 10^\circ$ von anfangs $St = 0,18$ auf über 0,22. Bei $\Phi = 35^\circ$ tauschen die Strouhalzahlen des ersten und des zweiten Maximums ihre Position und die Strouhalzahl des ersten Maximums steigt wieder konstant von $St = 0,19$ auf 0,22 bei $\Phi = 90^\circ$. Währenddessen sinkt die Strouhalzahl des zweiten Maximums konstant zwischen $\Phi = 50^\circ$ und 80° . Abbildung 4 verdeutlicht, dass es sich bei dem Verhalten nicht um einen zeitlichen Wechsel zwischen zwei Tönen handelt, sondern die zwei Maxima stationär und damit gleichzeitig vorhanden sind.

Numerische Simulation

Die numerische Untersuchung wurde als zweidimensionale Delayed Detached Eddy Simulation (DDES) mit der Software Fluent von ANSYS [13] durchgeführt. Dazu wurde das $k - \omega$ -Turbulenzmodell verwendet.



(a) $\Phi = 0^\circ$



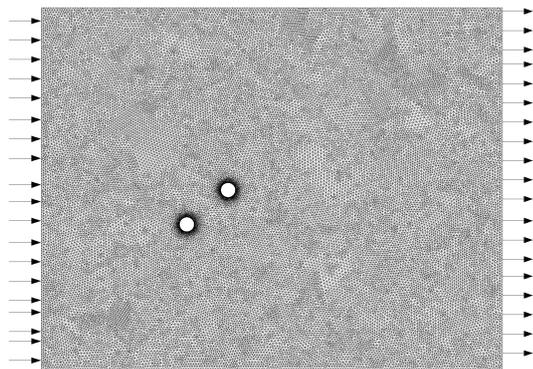
(b) $\Phi = 50^\circ$

Abbildung 4: Spektrogramme des Schalldruckpegels bei zwei unterschiedlichen Anstellwinkeln.

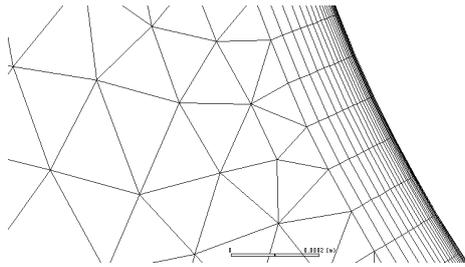
Der Aufbau ist dem des vorhergegangenen Experiments nachempfunden: Zwei Zylinder mit einem Durchmesser von 6 mm sind 3,7 Zylinderdurchmesser voneinander entfernt positioniert. Zum oberen und zum unteren Rand des Rechengebiets ist ein Abstand von 10 Zylinderdurchmessern festgelegt. Der Einlass (“velocity-inlet”-Randbedingung) befindet sich in einem Abstand von $10D$ stromauf, der Auslass (“pressure-outlet”-Randbedingung) $20D$ stromab. Der Abstand zum Auslass wurde größer gewählt, um die voll ausgebildete Wirbelstraße untersuchen zu können und mögliche Interaktionen der beiden Zylindernachläufe miteinander zu identifizieren. Für die Wände und die Zylinderoberflächen wurden die “no-slip”-Randbedingung gewählt. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 1 dargestellt.

Beim Netz handelt es sich um ein unstrukturiertes Gitter, welches in Zylindernähe verfeinert wurde, um eine ausreichende Anzahl an Gitterpunkten für die korrekte Auflösung der Grenzschicht zu erzeugen. Das Netz in diesem Bereich ist in Abbildung 5(b) dargestellt. Für die Ermittlung des Zeitschrittes der Simulation wurde eine Courantzahl von $C = 0,8$ festgelegt. Ebenfalls kann über die Strouhalzahl eines umströmten Zylinders von $St = 0,2$, der Strömungsgeschwindigkeit $U = 25$ m/s und dem Durchmesser des Zylinders von $D = 6$ mm eine Ablösefrequenz von 830 Hz abgeschätzt werden. Um diese Frequenz bei der Simulation zu erfassen und Aliasing zu verhindern, ist mindestens die doppelte Frequenz als Abtastfrequenz erforderlich. Der gewählte Zeitschritt von $\Delta t = 2 \cdot 10^{-4}$ s ermöglicht eine korrekte Abbildung bis zu 2500 Hz und verhindert damit Aliasing.

Bei der Anordnung mit $\Phi = 0^\circ$ in Abbildung 6(a) ist zu erkennen, dass die am ersten Zylinder entstehenden Wir-



(a) Gesamtes Rechengebiet



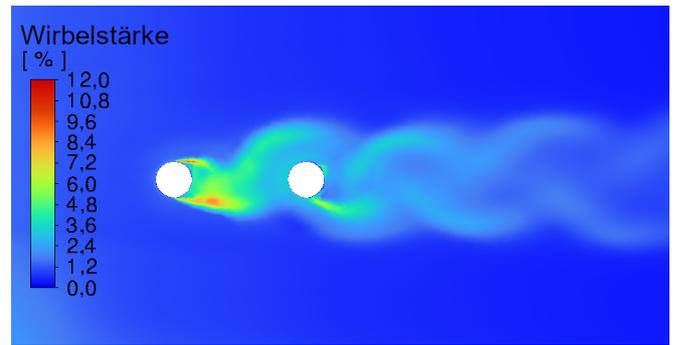
(b) Verfeinertes Netz um die Zylinderwand

Abbildung 5: Netz der numerischen Simulation

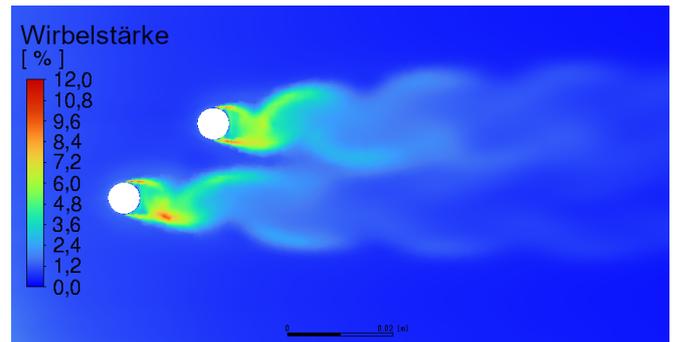
bel auf den zweiten Zylinder treffen und sich teilweise an den zweiten Zylinder anlegen, aber auch auf die gegenüberliegende Seite gezogen werden. Schewe et al. [10] sagen ein entsprechendes Verhalten für eine subkritische Reynoldszahl von $Re = 10^5$ und ein Abstandsverhältnis von $S/D = 4$ voraus. Wird die Anordnung bei $\Phi = 50^\circ$ in Abbildung 6(b) betrachtet, so ist eine Beeinflussung des Nachlaufs des vorderen Zylinders durch den Nachlauf des hinteren erkennbar. Bei der Anordnung $\Phi = 90^\circ$ in Abbildung 6(c) ist eine gekoppelte Wirbelstraße erkennbar, wie Zdravkovich et. al. in [2] ebenfalls für einen Abstand von $3,7D$ ermittelt.

Bei der Simulation wurde außerdem ein akustischer Empfänger oberhalb der Zylinder-Anordnung platziert, um den entstehenden Schall auswerten zu können. Die Position dieses Empfängers entspricht der Mikrofonposition in der experimentellen Untersuchung. Ein Vergleich der Frequenzspektren der verschiedenen Anordnungen aus Experiment und Simulation ist in Abbildung 7 dargestellt. Die qualitativen Verläufe der einzelnen Kurven aus der numerischen Simulation ähneln denen der experimentell ermittelten Daten, jedoch ist die Position der Maxima um einen quasi konstanten Faktor $k = 1,22$ bis $1,35$ in der Frequenz nach unten verschoben. Die Ursache dieser Abweichung ist noch nicht bekannt. Die Amplitude der Spektren stimmt jedoch gut mit den experimentellen Daten überein.

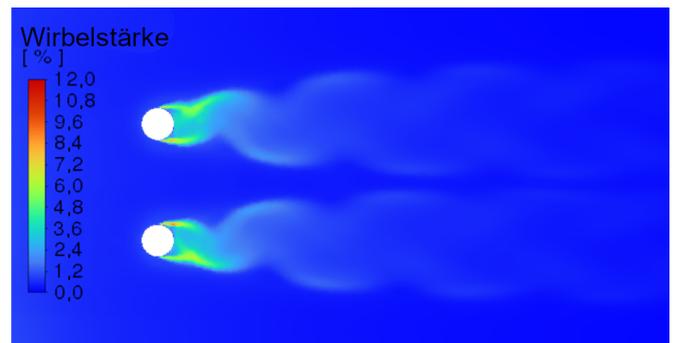
Lediglich das zweite Maximum in der Anordnung mit $\Phi = 50^\circ$ ist in der Simulation noch nicht erkennbar. Im Experiment konnte bei diesem Anstellwinkel ein bistabiles Verhalten beobachtet werden, wobei sich das Maximum in zwei aufteilt. Es ist möglich, dass die Simulation diesen Effekt nicht korrekt erfassen kann, da die



(a) $\Phi = 0^\circ$



(b) $\Phi = 50^\circ$



(c) $\Phi = 90^\circ$

Abbildung 6: Umströmung der Zylinder bei unterschiedlichen Anstellwinkeln

Umströmung der Zylinder auch Strömungsphänomene in Spannweitenrichtung aufweist und damit ein dreidimensionales Problem ist. Eine reine 2D-Simulation ist daher möglicherweise gar nicht ausreichend [11, 12].

Fazit und Ausblick

Insgesamt konnte zwischen Experiment und Simulation eine gute qualitative Übereinstimmung der Verläufe der Frequenzspektren und vor allem der Amplituden festgestellt werden. Die durchgeführten Simulationen können jedoch bislang noch nicht die in der experimentellen Untersuchung beobachteten bistabilen Effekte abbilden. Daher sind weitere Untersuchungen vorgesehen, die sich insbesondere mit der Ursache des derzeit vorhandenen Versatzes der Frequenzen zwischen Experiment und Simulation, mit dem noch nicht ausreichend ausgeprägten zweiten Maximum bei der Anordnung $\Phi = 50^\circ$, aber auch mit einer dreidimensionalen Betrachtung befassen sollen.

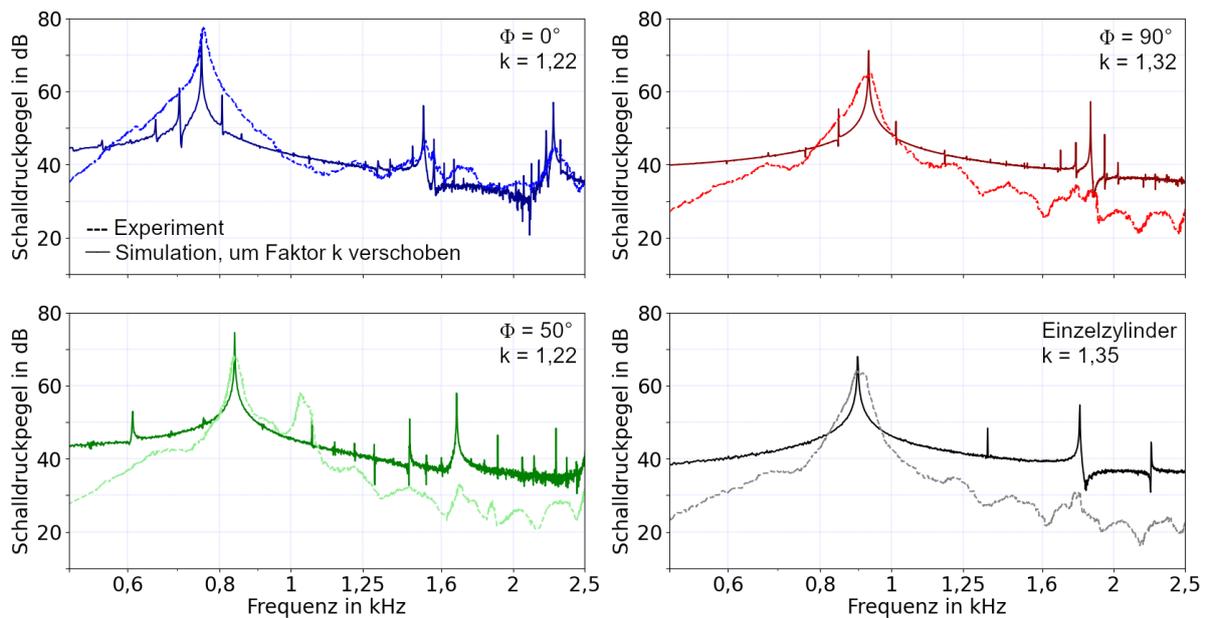


Abbildung 7: Spektren der Schalldruckpegel bei verschiedenen Anstellwinkeln bei einer Reynoldszahl von 8200.

Literatur

- [1] Zdravkovich, M. M. (1977). Review of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Various Arrangements. In: ASME. J. Fluids Eng., 99(4), pp. 618–633.
- [2] Zdravkovich, M.M. (1984). Classification of flow-induced oscillations of two parallel circular cylinders in various arrangements. In: ASME Winter Annual Meeting, Symposium on Flow-Induced Vibrations 2, pp. 1–18.
- [3] Geyer, T. F. and Enghardt, L. (2022). Noise generation by two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow. In: 28th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Southampton, UK.
- [4] Sumner, D., Price, S., and Paidoussis, M. (2000). Flow-pattern identification for two staggered circular cylinders in cross-flow. In: Journal of Fluid Mechanics, Vol. 411, pp. 263–303.
- [5] Sumner, D., Richards, M., and Akosile, O. (2005). Two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow. In: Journal of Fluids and Structures, Vol. 20, No. 2, pp. 255–276.
- [6] Sarradj, E., Fritzsche, C., Geyer, T. F., and Giesler, J. (2009). Acoustic and aerodynamic design and characterization of a small-scale aeroacoustic wind tunnel. In: Applied Acoustics, Vol. 70, No. 8, pp. 1073–1080.
- [7] Hu, J., and Zhou, Y. (2008). Flow structure behind two staggered circular cylinders. Part 1. Downstream evolution and classification. In: Journal of Fluid Mechanics, Vol. 607, pp. 51–80.
- [8] Zhou, Y., Feng, S., Alam, M. M., and Bai, H. (2009). Reynolds number effect on the wake of two staggered cylinders. In: Physics of Fluids, Vol. 21, No. 12, p. 125105.
- [9] Etkin, B., Korbacher, G., and Keefe, R. T. (1957). Acoustic radiation from a stationary cylinder in a fluid stream (Aeolian tones). In: The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 29, No. 1, pp. 30–36.
- [10] Schewe, G., van Hinsberg, N.P. Jacobs, M. (2021). Investigation of the steady and unsteady forces acting on a pair of circular cylinders in crossflow up to ultra-high Reynolds numbers. In: Exp Fluids 62, 176.
- [11] Travin, A., Shur, M., Strelets, M., Spalart, P. (2000). Detached-eddy simulations past a circular cylinder. In: Flow, turbulence and combustion, 293-313.
- [12] Geyer, T. F., Sharma, S., Sarradj, E. (2018). Detached Eddy Simulation of the flow noise generation of cylinders with porous cover. In: 24th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA paper 2018-3472.
- [13] ANSYS Fluent - Fluid Simulation Software: <https://www.ansys.com/de-de/products/fluids/ansys-fluent>