

## Simulation der Strömungsakustik einer vertikalen Kleinwindturbine

Johannes Weber<sup>1</sup>, Christoph Scheit<sup>1</sup>, Andreas Hüppe<sup>2</sup>, Stefan Becker<sup>1</sup>, Manfred Kaltenbacher<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Institut für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, 91058 Erlangen, E-Mail: wb@ipat.uni-erlangen.de

<sup>2</sup> Institut für Mechanik und Mechatronik, 1040 Wien, E-Mail: manfred.kaltenbacher@tuwien.ac.at

### Einleitung

Im Rahmen des Forschungsvorhabens E|Home-Center [1] sollen die Geräusentstehungsmechanismen von vertikalen Kleinwindturbinen untersucht werden. Neben den konventionellen Großwindkraftanlagen werden Kleinwindkraftanlagen als eine Möglichkeit angesehen, Windenergie in kleinem Maßstab in bewohnten Gebieten nutzen zu können. Damit die Lärmbelastung auf den Menschen möglichst gering gehalten werden kann, ist es erforderlich, die Leistung im Hinblick auf die Akustik zu optimieren. Die vorliegende Arbeit verwendet einen komplementären Ansatz, der aus experimentellen Messungen und numerischen Strömungs- und Akustiksimulationen besteht. Die Schallabstrahlung einer vertikalen Kleinwindturbine wurde in einem aeroakustischen Windkanal vermessen. Um die Akustik der vertikalen Kleinwindturbine zu simulieren, wurde ein Verfahren der numerischen Aeroakustik gewählt. Die Methode ist ein Integralverfahren nach Ffowcs Williams Hawkins (FW-H) [2]. Die Aeroakustik-Simulation wird mit experimentellen Daten validiert. Das Ziel dieser Untersuchung ist der Vergleich der Schallentstehungsmechanismen bei zwei unterschiedlichen Betriebspunkten eines H-Rotors.

### Numerische Methode

Um die Schallausbreitung des strömungsinduzierten Schalls zu berechnen, wurde ein hybrides Verfahren verwendet. Hybride Verfahren kennzeichnen sich dadurch aus, dass aufgrund der Disparität der Skalen die Strömungs- und Akustiksimulation getrennt voneinander berechnet werden kann. Zunächst wurde das Strömungsfeld mit der kommerziellen CFD-Software ANSYS CFX mittels eines instationären RANS-Modells (URANS) simuliert. Anschließend wird die Schallausbreitung mit dem Inhouse-Code SPySI (Sound Prediction by Surface Integration) [3] berechnet, das auf einem Ffowcs Williams Hawkins Verfahren basiert. Dabei werden die Strömungsdaten wie Druck, Dichte und die Geschwindigkeitskomponenten auf eine poröse Integrationsfläche interpoliert und die Schallausbreitung in das Fernfeld berechnet.

### Experimenteller Versuchsaufbau und numerische Randbedingungen

Die Rotorgeometrie des H-Rotors wird in Abbildung 1 dargestellt. Das Modell besteht aus drei symmetrischen NACA 0018 Tragflügelprofilen, welche in einem Abstandswinkel von  $120^\circ$  angeordnet sind. Die Sehnenlänge des Profils beträgt 0,05 m, der Durchmesser und die Höhe des Rotors betragen 0,2 m.

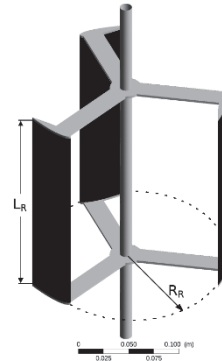


Abbildung 1: CAD-Modell des H-Darrieus-Rotor

Die experimentellen Messungen wurden in dem Aeroakustik-Windkanal der Universität Erlangen-Nürnberg durchgeführt, welcher schematisch in Abb. 2 dargestellt ist. Die Düse des Windkanals hat eine Querschnittsfläche von  $0,25 \times 0,33$  m und es wird eine maximale Geschwindigkeit von 35 m/s erreicht. Um den akustischen Druck zu messen, wurden vier Mikrophone in einem Halbkreis in einem Abstand von 1 m aufgestellt. Die Höhe der Mikrophone wurde mit  $h = 1,9$  m so festgelegt, dass diese in der Mitte des Rotors positioniert sind. Der Abstand zwischen der Düse und der Mitte des Modells beträgt  $s = 0,33$  m. Durch die Messung des Druckunterschiedes entlang der Düse, wurde mit Hilfe von Bernoulli die gewünschte Windgeschwindigkeit eingestellt.

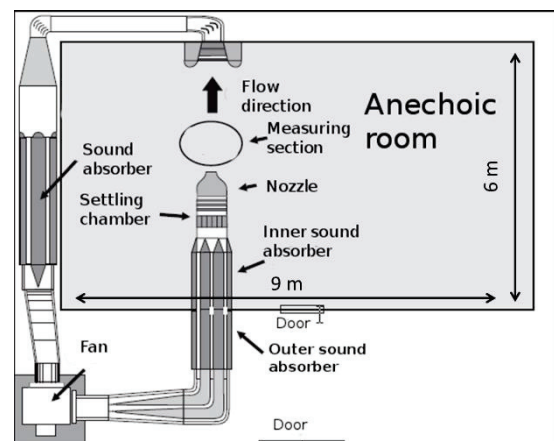


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Windkanals

Um die Leistung bei der optimalen Schnelllaufzahl bestimmen zu können, wurde der Rotor mittels eines Servomotors angetrieben. Zur Messung des Drehmoments des Rotors wurde zwischen Motor und Rotor ein Drehmomentsensor installiert. Mit Hilfe der Differenz der beiden Drehmomente kann die Leistung des Modell-Rotors berechnet werden.

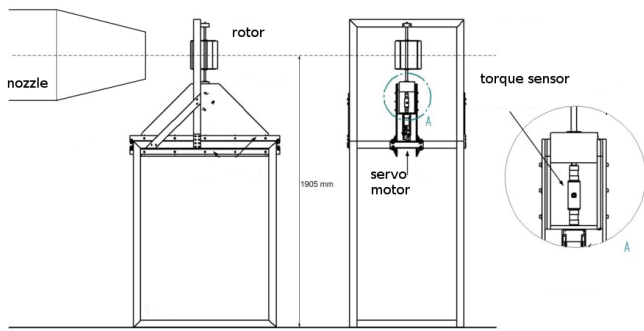


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

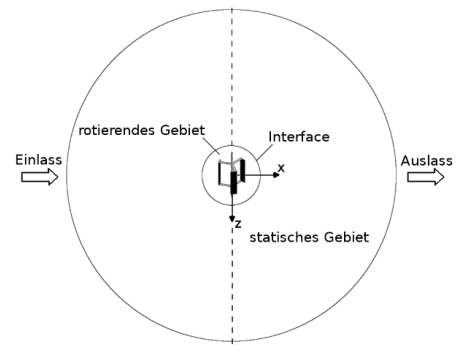


Abbildung 5: Numerisches Rechengebiet der Strömungssimulation

In Abbildung 4 ist der dimensionslose Leistungsbeiwert  $c_p$  über die Schnelllaufzahl  $\lambda$  aufgetragen. Es ist ein maximaler Leistungsbeiwert von 0,22 bei der Schnelllaufzahl von ca. 1,5 (**Simulation 1**) zu sehen, der anhand der roten Markierung zu erkennen ist. Um die Schallentstehungsmechanismen in Abhängigkeit des Leistungsbeiwerts zu untersuchen, wurde für die **Simulation 2** der Betriebspunkt bei einer Schnelllaufzahl von ca. 0,5 und einem Leistungsbeiwert von 0,05 ausgewählt.

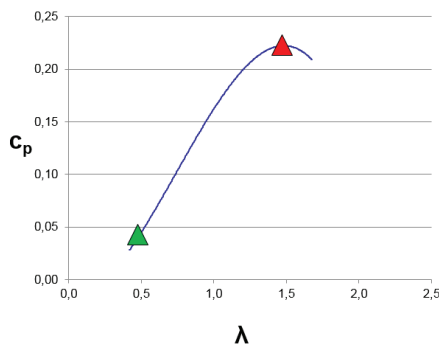


Abbildung 4: Leistungskurve über Schnelllaufzahl mit Kennzeichnung der für die Simulation verwendeten Betriebspunkte (rot = 3500 rpm, grün = 800 rpm)

Als Randbedingung für den Einlass wurde in **Simulation 1** ein Blockprofil mit der Geschwindigkeit  $v_1 = 25$  m/s gewählt und in **Simulation 2**  $v_2 = 21,28$  m/s. Am Auslass wurde in beiden Simulationen ein relativer Druck von 0 Pa vorgegeben. Die Rotationsgeschwindigkeit der Tragflügel betrug in **Simulation 1**  $n = 3500$  rpm und in **Simulation 2**  $n = 800$  rpm. Es wurde ein strukturiertes Hexaedergitter, bestehend aus 12,6 Millionen Kontrollvolumen, verwendet.

Abb. 5 zeigt das Rechengebiet der CFD-Simulation. Dieses ist in ein rotierendes und in ein stationäres Gebiet aufgeteilt, welche in der transienten Simulation über ein Rotor-Stator-Interface verbunden sind.

## Ergebnisse

In Abb. 6 und 7 sind das Strömungsfeld und die auftretenden Strömungsphänomene auf Grund der unterschiedlichen Betriebsbereiche ersichtlich. In dieser Darstellung erfolgt die Anströmung von rechts nach links und die Drehrichtung erfolgt entgegen des Uhrzeigersinns.

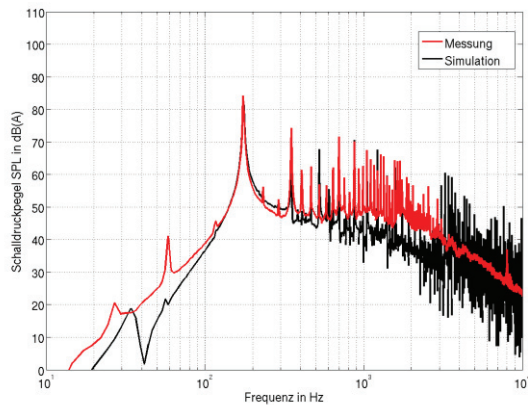


Abbildung 6: Darstellung der Interaktion zwischen der Wirbelstruktur eines Blattspitzenwirbels und einem nachlaufenden Rotorblatt als Isofläche der Wirbelstärke der **Simulation 1**

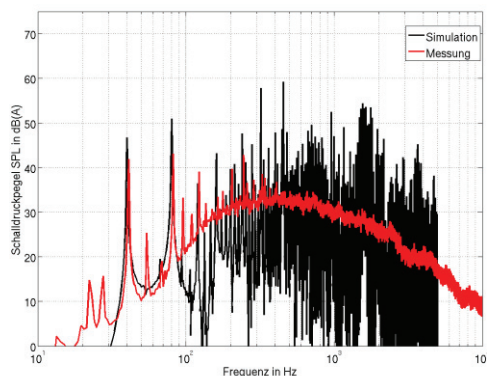


Abbildung 7: Darstellung der Interaktion zwischen der Wirbelstruktur eines Blattspitzenwirbels und einem nachlaufenden Rotorblatt als Isofläche der turbulenten kinetischen Energie der **Simulation 2**

Im Falle der **Simulation 1** sind die Hauptcharakteristika die Wirbelablösung an der Hinterkante, wenn die Anströmung senkrecht zum stromabwärts drehenden Flügel erfolgt und der Blattspitzenwirbel an Ober- und Unterseite des Tragflügelprofils, die mit den nachfolgenden Flügeln interagieren. Im Falle der **Simulation 2** sind auf der Flügellinnenseite massive Strömungsablösungen auf Grund der geringen Schnelllaufzahl ersichtlich. Ebenfalls sind an Ober- und Unterkante Blattspitzenwirbel zu erkennen.



**Abbildung 8:** Vergleich des Schalldruckspektrums (A-bewertet) zwischen Messung (rot) und Akustiksimulation (schwarz) bei einer Drehzahl von 3500 rpm



**Abbildung 9:** Vergleich des Schalldruckspektrums (A-bewertet) zwischen Messung (rot) und Akustiksimulation (schwarz) bei einer Drehzahl von 800 rpm

In Abbildung 8 und 9 sind die Schalldruckspektren der Simulationen und der experimentellen Messungen bei den jeweiligen Betriebspunkten zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Schalldruckspektren des H-Rotors hauptsächlich durch die niederfrequenten tonalen Komponenten charakterisiert werden, die der Blattfolgefrequenz (**Simulation 1:** 175 Hz und **Simulation 2:** 40 Hz) und ihren höherharmonischen entsprechen. Im Falle der **Simulation 1** tritt Breitbandrauschen ab einer Frequenz von ca. 2000 Hz auf. Im Falle der **Simulation 2** tritt das Breitbandrauschen ab einer Frequenz von 400 Hz auf und wird ab einer Frequenz von 500 Hz die dominante Komponente. In beiden Simulationen konnte vor allem im Bereich der tonalen Komponenten eine sehr gute Übereinstimmung erzielt

werden. Auffällig ist das hohe Breitbandrauschen in beiden Simulationen. Dies ist auf das Turbulenzmodell (URANS) zurückzuführen, da hier nur großskalige Wirbel modelliert werden können und die kleinskaligen Wirbel vom Turbulenzmodell rausgedämpft werden. Wird die Simulation und das Experiment quantitativ mit Hilfe des Gesamtschalldruckpegels verglichen, so ergibt sich ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung.

## Zusammenfassung und Ausblick

Um ein besseres physikalisches Verständnis der Lärmentstehungs- und Lärmausbreitungsmechanismen von vertikalen Windturbinen zu erhalten, wurden numerische und experimentelle Untersuchungen an einem H-Darrieus Modellrotor durchgeführt. Für die Akustiksimulation wurde ein integrales Verfahren von Ffowcs Williams Hawkings verwendet. Insgesamt ergibt sich eine sehr gute qualitative und quantitative Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen. Weiterführende numerische Untersuchungen werden sich mit der Identifizierung der akustischen Quellterme beschäftigen. Ebenfalls wird ein skalenauflösendes Turbulenzmodell wie SAS (Scale Adaptive Simulation) verwendet, um den hochfrequenten Bereich numerisch besser abbilden zu können.

## Literatur

- [1] E|Home-Center Homepage,  
URL: <http://www.ehome-center.de/>
- [2] J.E. Ffowcs Williams and D.L. Hawkings, Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of the Royal Society, Vol. 264, No. 1151, 1969, pp. 321–342.
- [3] C. Scheit, B. Karic and S. Becker, Effect of blade wrap angle on efficiency and noise of small radial fan impellers – A computational and experimental study Journal of Sound and Vibration, No. 331, No. 5, 2012, pp. 996-1010