Experimentelle Untersuchung der Schallemission von Axialventilatoren unter Queranströmung

Till Heinemann[1], Sven Münsterjohann[1], Florian Zenger[1], Stefan Becker[1]

[1] *Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg*

Cauerstr. 4, 91058 Erlangen, Deutschland, Email: hei@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Ziel des Forschungsprojektes MACCSol ist es, einen luftgekühlten Kondensator modularer Bauweise zu entwickeln, bei dem viele Axialventilatoren in einem Feld nebeneinander Luft ansaugen, um damit den Wärmetauscher zu überströmen. Durch die Anordnung induzieren die zentral positionierten Ventilatoren eine Überströmung am Einlass der äußeren, was sich zudem mit natürlichen Winden in freier Atmosphäre überlagert [1]. Der so entstehende Querwind am Ventilatoreinlass hat nicht zuletzt Einflüsse auf die Akustik der Ventilatoren.

In [2] und [3] wurde bereits gezeigt, welchen Einfluss verschiedene Queranströmungen auf die Ventilatorkennlinien von Axialventilatoren haben können. An Schaufelpositionen mit Blattbewegung entgegen der Windrichtung erhöht sich die Relativgeschwindigkeit, an gegenüberliegender Seite sinkt sie. Das wirkt sich auf unterschiedliche Auftriebs- und Widerstandskräfte an den Schaufeln aus, abhängig von ihrer Position zur Queranströmung. Abbildung 1 zeigt exemplarisch Laser Doppler Anemometrie Messungen der Verteilung der mittleren axialen Strömungsgeschwindigkeiten U_x und der turbulenten kinetischen Energie k^2 am rohrseitigen Ventilatorauslass unter dem Einfluss von Querströmung am Ventilatoreinlass, skaliert auf $c_m = \dot{V}/D^2 = \dot{V}/D_{\text{fan}}^2$ (vgl. [4]). Die Messlinie lag in $\vec{z}$-Richtung senkrecht zu Ventilatordrehachse $\vec{x}$ und Anströmrichtung $\vec{y}$, $\Delta x = 0.57 \cdot D$ hinter dem Ventilator im druckseitig anschließenden Rohrsegment. Es ist erkennbar, wie sich die Turbulenz der Abströmung allgemein erhöht. Zudem steigt U_x durch den Seitenwindeinfluss in dem Bereich, an dem die Schaufelbewegung $\vec{\omega} \times \vec{z} = -2\pi\, f_0\, z \cdot \vec{e}_y$ dem umliegenden Strömungsfeld am Einlass $u_{\text{wind}} \cdot \vec{e}_y$ entgegen gesetzt ist ($z > 0$), und sinkt für $z < 0$.

Ziel der vorgestellten Untersuchungen war es, den Einfluss der Instationarität der Schaufelanströmung und -kräfte, sowie der erhöhten Abströmturbulenz auf die Schallemission des Ventilators zu klären, da instationäre und turbulente Anströmung zu erhöhter Schallerzeugung führen [5, 6]. Hierbei wurden Schalldruckmessungen an einem Axialventilator in einem akustischen Windkanal durchgeführt.

Darüber hinaus wurde der Einfluss der reinen Arbeitspunktvariation auf die Schallemission des Ventilators in einem akustischen Kammerprüfstand nach DIN ISO 5801 [7] untersucht.

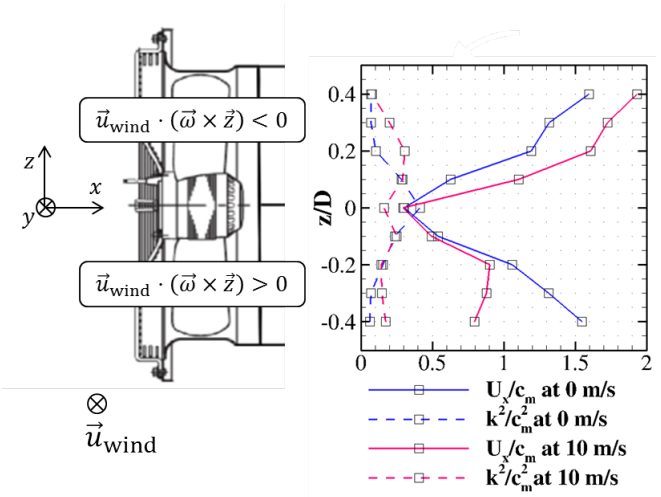

Abbildung 1: Einfluss von Querwind (in $\vec{y}$) am Lüftereinlass auf die mittlere Axialgeschwindigkeit $U_x(z)$ und die turbulente kinetische Energie $k^2(z)$ auf der Symmetrielinie ($\Delta x = 0.57 \cdot D$, $y = 0$) hinter dem Auslass. Schaufelbewegung entgegen der Windrichtung für $z > 0$ (vgl. [4]).

Versuchsaufbau

In zwei verschiedenen Messaufbauten wurden der Einfluss des Arbeitspunkts und eines umgebenden Strömungsfelds am Ventilatoreinlass untersucht. Da der Arbeitspunkt bzw. nötige Volumenstrom $\dot{V}$ im Kondensatorbetrieb variiert, ist es interessant die Schallemission bei verschiedenen Durchflusszahlen Φ

$$\Phi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{D_{\text{fan}} \cdot \pi^2 f_0 \cdot (D_{\text{fan}}^2 - D_{\text{hub}}^2)} \tag{1}$$

im Vorfeld isoliert, ohne Querströmungseinfluss zu untersuchen. Der geförderter Volumenstrom $\dot{V}$ wird durch die Drehzahl f_0 und die permeable Fläche des Ventilators $\pi/4 \cdot \left(D_{\text{fan}}^2 - D_{\text{hub}}^2\right)$ skaliert.

In einem akustisch gedämmten Kammerprüfstand nach DIN ISO 5801 wurde die Schallemission am Einlass eines kommerziellen, fünfblättrigen, vorwärtsgesichelten Axialventilators mit Rotordurchmesser $D_{\text{fan}} = 300\,\text{mm}$ bei verschiedenen Betriebszuständen Φ gemessen. Der Ventilator wurde frei ansaugend und frei ausblasend betrieben, wobei sich die Mikrofonmessposition in der saugseitigen Kammer auf der Drehachse 1 m vor dem Einlass des Ventilators befand. Diese Konfiguration erlaubt eine möglichst isolierte Betrachtung des Ventilatorgeräuschs, da es keine resonanten Rohrsegmente in dem Versuchsaufbau gibt. Es wurden verschiedene Einbausi-

tuationen getestet, wobei ein angeschlossenes Rohr mit oder ohne Strömungsgleichrichter teils deutlichen Einfluss auf die Schallabstrahlung hatte.

Der zweite Teil der Untersuchungen erfolgte im aeroakustischen Windkanal der BMW AG in München. Es wurde ein modifizierter Ventilatorprüfstand in die Teststrecke positioniert, wobei der Ventilator druckseitig an ein Rohrsegment montiert war. Nur so war es in einer Umgebung mit möglichst homogener Anströmung möglich, einen einzelnen Ventilator zu platzieren und anschließend den Totaldruck hinter dem Ventilatorauslass mit einem Array aus Kielsonden zu bestimmen (vgl. [3]). Durch das Rohrsegment wurde das Fluid in eine Beruhigungskammer jenseits des Windkanal-Strömungsfelds transportiert, in der der Volumenstrom mittels Mehrfachdüsen bestimmt wurde. Im Abstand von 3 m vor dem Ventilatoreinlass wurde der Schalldruck gemessen. Das Mikrofon befand sich komplett außerhalb des Strömungsfelds. Die dargestellten Schalldruckpegel wurden linear auf 1 m Abstand skaliert. Es wurden Windgeschwindigkeiten von bis zu 10 m/s rechtwinklig zur Ventilatordrehachse realisiert, was etwa 25% der Blattspitzengeschwindigkeit entspricht.

Schallemission bei verschiedenen Durchflusszahlen

Der integrale Einfluss der Betriebspunktvariation Φ in Kammerprüfstand („Std Fan Test Rig (Type A)", schwarz) und Windkanalprüfstand („Fan Test Rig in Wind Tunnel", grün) auf den Gesamtschalldruckpegel $L_{p,\mathrm{rms}}$ ist in Abb. 2 gezeigt. Der Gesamtschalldruckpegel ist jeweils unbewertet („SPL", Punkte) in dB und A-bewertet („SPL(A)", Quadrate) in dB(A) aufgetragen.

Der unbewertete $L_{p,\mathrm{rms}}$-Pegel aus den Kammerprüfstandsversuchen fällt über Φ um knapp 4 dB ab, um erst bei sehr hohen Volumenströmen wieder anzusteigen.

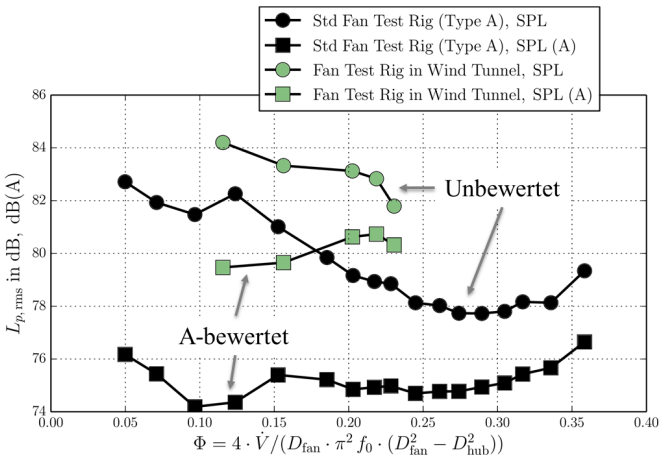

Abbildung 2: Akustische Ventilatorkennlinie: Gesamtschalldruckpegel über der Durchflusszahl, unbewertet und A-bewertet

In der A-bewerteten Darstellung des selben Schallsignals bleibt der Gesamtschalldruckpegel annähernd konstant. Das lässt darauf schließen, dass mit steigendem Φ vor allem tieffrequente Drücke sinken, was mit kleineren, aber A-bewertet stärker gewichteten Zuwächsen bei höheren Frequenzen wieder ausgeglichen wird.

Die Gesamtschalldruckpegel aus dem Windkanalversuchsstand (ohne saugseitiges Strömungsfeld) liegen etwa 3 dB bzw. 5 dB(A) über denen aus dem Kammerversuchsstand. Diese Abweichung lässt sich durch die Unterschiede in den Versuchsaufbauten erklären. Es konnte im Windkanalversuchsstand nur ein begrenzter Volumenstrombereich untersucht werden, da für höhere Volumenströme ein Hilfsgebläse nötig gewesen wäre, das man akustisch nicht hätte isolieren können. Dennoch zeigen die Kurven $L_{p,\mathrm{rms}}(\Phi)$ einen qualitativ ähnlichen Verlauf.

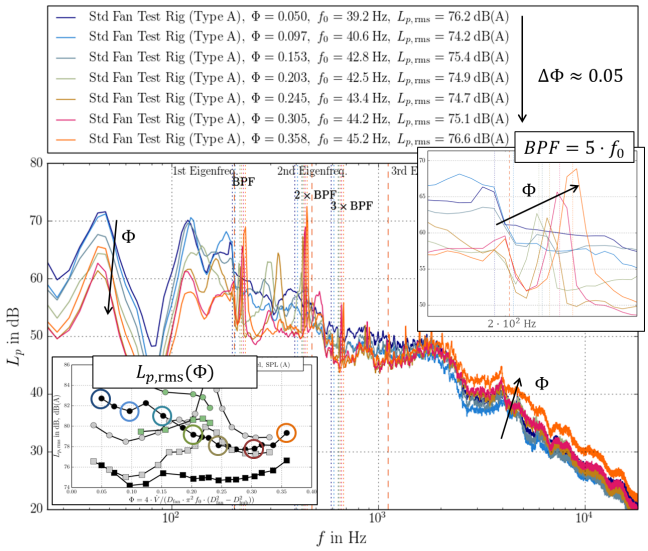

Abbildung 3: Frequenzspektrum der Schalldruckpegel im Kammerprüfstand bei steigenden Durchflusszahlen Φ

In Abb. 3 sind die verschiedenen Schalldruckpegel L_p in dB über der Frequenz f aufgetragen. Man sieht links unten farblich markiert den Bezug zur akustischen Kennlinie (vgl. Abb. 2). Zusätzlich sind die Blattfolgefrequenzen $\mathrm{BPF} = 5f_0$ mit ihren niedrigen Harmonischen markiert, sowie die aus CAD-Daten berechneten ersten Eigenfrequenzen des Ventilators. Der Frequenzbereich um BPF herum ist rechts in einem Ausschnitt vergrößert dargestellt.

Es ergeben sich folgende Schlussfolgerungen. Zum einen verringern sich die Amplituden der dominanten tiefen Frequenzen unter 1 kHz deutlich, was man an den Harmonischen der Drehzahl f_0 erkennt. Diese Absenkung um 10 dB und mehr verursacht den geringeren Gesamtschalldruckpegel bei größeren Φ. Auf der anderen Seite des Frequenzbands erkennt man, wie der Breitbandlärm für $f > 1.5$ kHz mit Φ zunimmt. Zusätzlich verursachten sehr hohe Volumenströme wiederum ein Ansteigen von L_p bei der Blattfolgefrequenz BPF, die zunächst mit steigendem Φ abfiel. Dieselben Trends konnten auch für den untersuchten Arbeitsbereich in den Schalldruckspektren aus dem Windkanalversuchsstand nachgewiesen werden.

Die beschriebenen Effekte deuten hin auf eine Verlagerung weg von tieffrequentem, eher tonalem Schall, der durch die höheren Umlenkkräfte bei niedrigen Φ und beginnendem Strömungsabriss an den Schaufeln entsteht, hin zu höheren Geschwindigkeiten in der Ablösung an der Schaufelhinterkante bei größeren Φ, was sich in eher breitbandigem höherfrequentem Schall äußert. Bei sehr großen Volumenströmen beginnen dann harmonische Ablösungen mit der BPF, die verstärkt tonalen Schall erzeugen [5].

Die Vorwärtssichelung der Schaufeln verursacht einen vergleichsweise stetigen Abfall der aerodynamischen Ventilator-Kennlinie unterhalb des optimalen Betriebspunkts [8]. Ein Vergleich der akustischen Kennlinie in Abb. 2 mit der akustischen Kennlinie eines Axialventilators mit ungekrümmten Schaufeln [6] legt nahe, dass die Sichelung auch den Abfall der akustischen Kennlinie $L_{p,\mathrm{rms}}(\Phi)$ weniger steil ausfallen lässt und der Übergangsbereich breiter und stetiger wird.

Einfluss von Queranströmung auf die Schallemission

Im akustischen Windkanalversuchsstand konnte der Einfluss von Queranströmung am Ventilatoreinlass untersucht werden. Abbildung 4 zeigt den Verlauf des Gesamtschalldruckpegels über Φ für Windkanalgeschwindigkeiten $u_{\mathrm{wind}} = \{0, 5, 7.5, 10\}\,\mathrm{m/s}$. Der unbewertete Schalldruckpegel $L_{p,\mathrm{rms}}$ (linke Ordinate) ist mit Dreiecken gekennzeichnet, der A-bewertete Schalldruckpegel $L_{p,\mathrm{rms,A}}$ mit Punkten (rechte Ordinate). Es wird deutlich, wie die maximal erreichbaren Durchflusszahlen mit der Windgeschwindigkeit absanken. Die Kurvenschar für $L_{p,\mathrm{rms,A}}$ im unteren Abschnitt von Abb. 4 zeigt über den gesamten Φ-Bereich durch die Queranströmung gleichmäßig steigende Werte $L_{p,\mathrm{rms,A}}(\Phi)$. Dabei ändert sich die Tendenz der Kurven kaum, es lässt sich ein fast konstanter Offset durch den Wind bei allen Arbeitspunkten feststellen.

Die unbewerteten Gesamtschalldruckpegel im oberen Bereich des Diagramms ändern dagegen mit u_{wind} deutlich ihren Verlauf. Sinkt der $L_{p,\mathrm{rms}}$-Wert für $u_{\mathrm{wind}} = 0\,\mathrm{m/s}$ noch mit steigendem Φ, ändert sich der Einfluss des Volumenstroms unter Queranströmung hin zu einer Erhöhung von $L_{p,\mathrm{rms}}$ mit Φ. Anders ausgedrückt führte die Windgeschwindigkeit am Einlass bei hohen Volumenströmen zu deutlich größeren Schalldruckzunahmen als bei kleinen. Die Diskrepanz zu den A-bewerteten Kurven deutet darauf hin, dass bei kleinen Φ vor allem stark gewichtete, mittelere bis hohe Frequenzen durch Seitenwind angeregt wurden, während bei höheren Volumenströmen Amplituden eher niedrigerer Frequenzen anstiegen.

Die Abb. 5 und 6 zeigen den Einfluss von $u_{\mathrm{wind}} = 10\,\mathrm{m/s}$ Queranströmung auf das Schalldruckspektrum $L_p(f)$ bei $\Phi \approx 0.12$ bzw. $\Phi \approx 0.2$. Ersichtlich ist für $\Phi \approx 0.12$, dass durch die Querüberströmung vor allem oberhalb von $f = 700\,\mathrm{Hz}$ das Schalldruckspektrum breitbandig ansteigt. Die Amplitude bei Drehzahl f_0 wird abgesenkt und die Anregung in Nähe der ersten Eigenfrequenz (ca. 190 Hz) bei $u_{\mathrm{wind}} = 0\,\mathrm{m/s}$ verschwindet. Des Weiteren bleiben die Schalldruckspektren tief- bis mittelfrequent nahezu gleich.

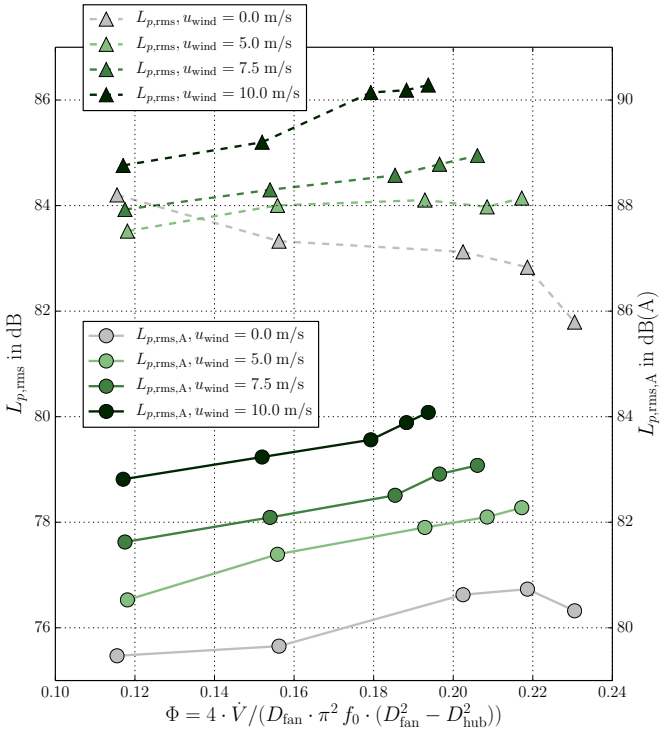

Abbildung 4: Unbewerteter Gesamtschalldruckpegel $L_{p,\mathrm{rms}}$ (△) und A-bewerteter Gesamtschalldruckpegel $L_{p,\mathrm{rms,A}}$ (○) unter dem Einfluss von Queranströmung am Ventilatoreinlass bei verschiedenen Durchflusszahlen Φ.

Ein Vergleich dieser Effekte mit dem Queranströmungseinfluss auf $L_p(f)$ bei $\Phi \approx 0.2$ zeigt veränderte Auswirkungen. Tieffrequent wurden die Amplituden bei der Drehzahl f_0 und bei $2f_0$ erhöht. Auch im mittelfrequenten Spektrum steigt L_p durch u_{wind} an. Klar ist auch eine Anregung bei der Blattfolgefrequenz BPF und ihrer höherharmonischen Frequenzen zu erkennen. Allerdings fällt im Vergleich zu $\Phi \approx 0.12$ die hochfrequente Erhöhung von L_p deutlich geringer aus.

Der Unterschied mag im Verhältnis von gleicher Anströmgeschwindigkeit im Windkanalfeld zu unterschiedlicher induzierter Rotationsgeschwindigkeit in der gleichen Richtung liegen. Bei hohen Volumenströmen ist die Drehimpulsänderung und somit die induzierte tangentiale Geschwindigkeit gering, sodass der relative Einfluss der Queranströmung größer ist. Drehzahlharmonischer Schall wird durch die verschiedenen Umströmungsbedingungen und instationären Schaufelkräfte bei sich ändernder Schaufelposition erzeugt.

Bei niedrigeren Volumenströmen ergibt sich, dass vor allem breitbandige Geräuschentstehungsmechanismen im mittel- bis hochfrequentem Bereich des Schalldruckspektrums dominieren. Dieser Bereich wird vor allem mit erhöhter Turbulenz beim Abströmen von der Hinterkante assoziiert [5].

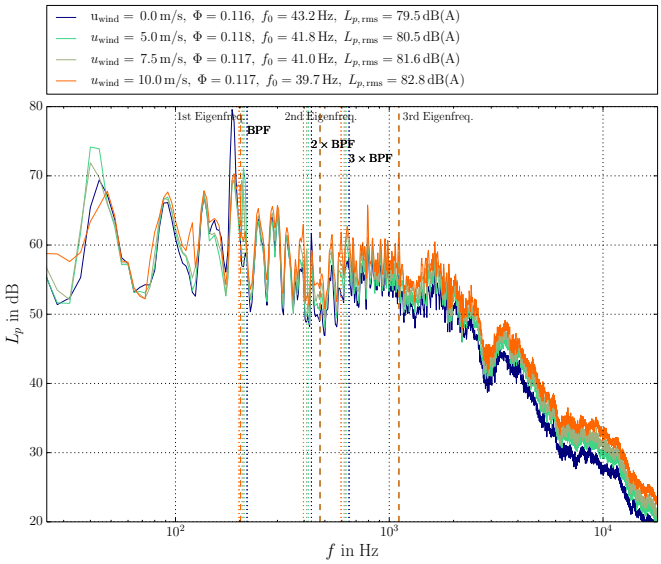

Abbildung 5: Schalldruckpegelspektrum L_p über der Frequenz f bei Durchflusszahl $\Phi \approx 0.12$ und verschieden starker Queranströmung am Ventilatoreinlass

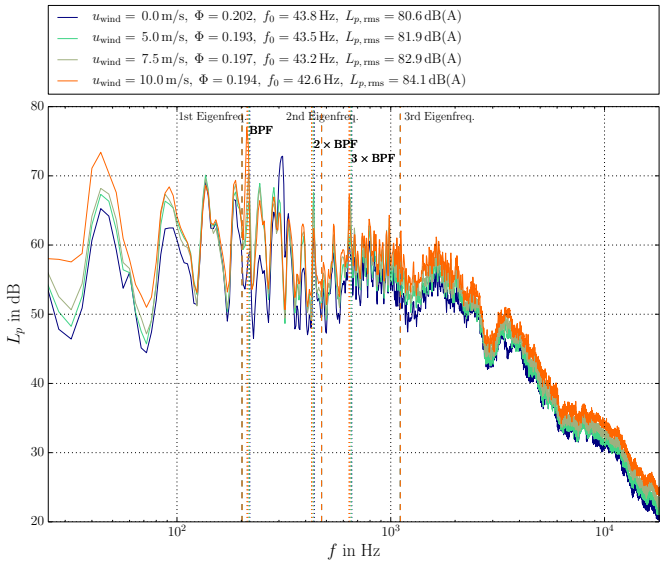

Abbildung 6: Schalldruckpegelspektrum L_p über der Frequenz f bei Durchflusszahl $\Phi \approx 0.2$ und verschieden starker Queranströmung am Ventilatoreinlass

Zusammenfassung und Ausblick

In einem saugseitigen Kammerprüfstand wurde die Schallemission eines vorwärts gekrümmten, fünfblättrigen Axialventilators bei verschiedenen Arbeitspunkten untersucht. A-bewertet veränderte sich der Gesamtschalldruckpegel kaum. Im Schalldruckspektrum verlagerten sich aber mit steigendem Volumenstrom die Amplituden von tieffrequentem zu höherem, breitbandigem Schall. Die Vorwärtssichelung der Schaufeln verursacht dabei einen vergleichsweise stetigen Abfall der akustischen Kennlinie.

Queranströmung am Einlass ließ die A-bewerteten Gesamtschalldruckpegel bei allen Betriebspunkten gleichmäßig ansteigen. Die Schalldruckspektren lieferten Belege, dass bei niedrigen Volumenströmen der Seitenwind eher hochfrequenten Breitbandlärm anregt, während bei höheren Volumenströmen mehr tief- und mittelfrequente Drehzahlharmonische angeregt wurden.

Eine Ausweitung des untersuchten Betriebsbereichs zu höheren Volumenströmen erscheint sinnvoll, sowie ein Abgleich mit anderen Blattgeometrien und näheren Untersuchungen zum Strömungsfeld.

Danksagung

`The research leading to these results has received funding from the European Union's Seventh Framework Programme (FP7/2007-2013) under grant agreement number 256797, within the ''MACCSol'' project.`

Literatur

[1] Duvenhage, K., Kröger, D.G.: The influence of wind on the performance of forced draught air-cooled heat exchangers. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics Vol. 62 Nr.2-3 (1996), 259-277

[2] Thiart, G.D.: A Numerical Procedure for Predicting the Effects of Distorted Inflow Conditions on the Performance of Axial Flow Fans. Ph.D. Thesis at the University of Stellenbosch, 1990.

[3] Heinemann, T., Becker, S.: Experimental Investigation of Ambient Wind Influence on the Performance of Axial Fans. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf (2014)

[4] Heinemann, T., Becker, S.: Cross Wind Influence on the Flow Field and Blade Vibration of an Axial Fan. 17th Int. Symp. on Appl. of Laser Techn. to Fluid Mechanics, Lisbon (2014).

[5] Blake, W.K.: Mechanics of Flow-induced Sound and Vibration: General Concepts and Elementary Sources. Applied Mathematics and Mechanics Series, Academic Press (1986)

[6] Schneider, M.: Der Einfluss der Zuströmbedingungen auf das breitbandige Geräusch eines Axialventilators. Dissertation an der Universität Siegen, 2005

[7] ISO 5801:2007. Industrial fans – Performance testing using standardized airways. ISO, Geneva, Switzerland, 2007

[8] Beiler, M.G.: Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln. VDI-Fortschritt-Berichte Nr. 298, Reihe 7: Strömungstechnik. Dissertation an der Universität Siegen, 1996