Schallabstrahlung von Axialventilatoren bei ungleichförmiger Zuströmung

Florian Zenger, Stefan Becker

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, 91058 Erlangen, Deutschland, Email: ze@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Axialventilatoren werden oftmals in komplexe Anlagensysteme integriert. Dabei kann in vielen Fällen eine gleichförmige Zuströmung nicht garantiert werden. Diese resultiert beispielsweise durch gekrümmte Rohrleitungssysteme sowie durch Einbauten wie Drosselklappen und Volumenstrommesseinrichtungen im Zuströmbereich zum Ventilator. Die Ventilatoren werden daher beim realen Einsatz im Vergleich zu Prüfstands- und Abnahmemessungen bei stark veränderten Randbedingungen betrieben. Daraus folgt eine erhöhte Schallabstrahlung, insbesondere der tonalen Komponenten bei der Blattfolgefrequenz und deren Harmonische, welche auf verstärkte periodische Schaufelkräfte, induziert durch die Ungleichförmigkeit der Zuströmung, zurückzuführen ist [1, 2].
Ziel dieser Untersuchung ist es, systematisch den Einfluss eines Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Hauptströmungsrichtung auf die Schallabstrahlung von Axialventilatoren zu analysieren. Dazu wurden zwei Ventilatoren mit radiusabhängiger Verteilung der spezifischen Laufradarbeit und vorwärts- bzw. rückwärtsgesichelten Laufradschaufeln ausgelegt und gefertigt. Die Zuströmung wurde gezielt hinsichtlich des Strömungsprofils beeinflusst.

Axialventilatoren

Zwei Ventilatoren wurden für diese Untersuchungen nach dem Tragflügelverfahren [3] ausgelegt und gefertigt:

- Ventilator A: vorwärtsgesichelte Laufradschaufeln
- Ventilator B: rückwärtsgesichelte Laufradschaufeln

Abbildung 1: Ventilator A (links) und Ventilator B (rechts).

Bei der Auslegung wurde eine radiusabhängige Verteilung der Schaufelarbeit gemäß der Drallverteilung

$$rc_{\mathrm{u}2}(r) = ar + b \tag{1}$$

mit den Koeffizienten

$$a = 3 \quad \text{und} \quad b = 1.1$$

gewählt. Dabei kennzeichnet r den Laufradradius und $c_{\mathrm{u}2}$ die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Schaufelaustritt.
Beim vorwärtsgesichelten Ventilator wurde der Pfeilungswinkel in einem Bereich von $\lambda = 0°$ (Nabe) bis $\lambda = 55°$ (Schaufelspitze) linear verändert. Beim rückwärtsgesichelten Ventilator entsprechend von $\lambda = 0°$ (Nabe) bis $\lambda = -55°$ (Schaufelspitze). Alle weiteren Auslegungsparameter sind identisch für beide Ventilatoren, siehe Tabelle 1.

Tabelle 1: Auslegungsparameter.

Parameter	Wert
Durchflusszahl Φ	0.18
Druckzahl ψ_{ts}	0.18
Anzahl der Laufradschaufeln	9
Drehzahl n in rpm	1500
Laufraddurchmesser D in mm	495
Nabendurchmesser D_{N} in mm	248
Spalt s in mm	2.5

Mit der Durchflusszahl

$$\Phi = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 D^3 n}, \tag{2}$$

Druckzahl (total zu statisch)

$$\psi_{\mathrm{ts}} = \frac{2\Delta p_{\mathrm{ts}}}{\rho\left(D\pi n\right)^2} \tag{3}$$

und dem Wirkungsgrad (total zu statisch)

$$\eta_{\mathrm{ts}} = \frac{\dot{V}\Delta p_{\mathrm{ts}}}{2\pi n M}. \tag{4}$$

Mit dem Volumenstrom $\dot{V}$, der Druckdifferenz (total zu statisch) Δp_{ts}, der Luftdichte ρ und dem Drehmoment an der Laufradwelle M.

Versuchsaufbau

Alle Untersuchungen wurden an einem saugseitigen Prüfstand für Axialventilatoren nach DIN EN ISO 5801 [4] durchgeführt, dessen Messkammer als reflexionsarmer Raum inkl. absorbierendem Boden aufgebaut ist. Die Ventilatoren wurden in ein kurzes Rohrsegment mit

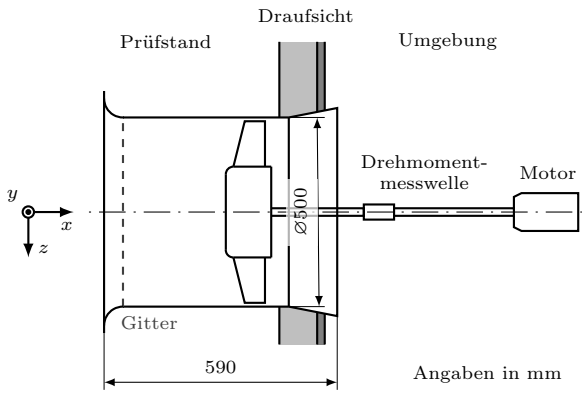

Abbildung 2: Integration der Ventilatoren.

saugseitiger Einströmdüse und druckseitigem Diffusor integriert, siehe Abbildung 2.

Zur Beeinflussung der Zuströmung wurden zwei verschiedene Gradientengitter - Gitter 1 und Gitter 2 - verwendet. Diese sind aus Stegen mit einer konstanten Stegbreite von $t_s = 8\,\text{mm}$ aufgebaut, welche mit einer variablen Staffelung angeordnet sind, siehe Abbildung 3. Gitter 1 ist dabei nach Owen and Zienkiewicz [5] ausgelegt und zielt darauf, der Strömung einen konstanten Geschwindigkeitsgradienten in y-Richtung aufzuprägen. Gitter 2 basiert auf Cockrell und Lee [6] und ist auf einen variablen Geschwindigkeitsgradienten in y-Richtung ausgerichtet. Die Gitter wurden saugseitig vor dem Ventilator verbaut, siehe Abbildung 2.

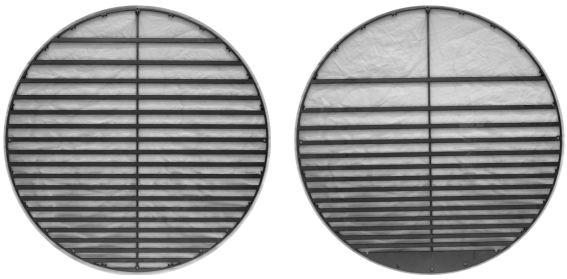

Abbildung 3: Gitter 1 (links) und Gitter 2 (rechts).

Strömungsparameter

Zur Charakterisierung der Strömungsparameter wurde ein Nabenkörper auf der Ventilatorwelle verbaut. Dieser besaß die gleiche Nabengeometrie wie auch die untersuchten Ventilatoren, jedoch waren hier keine Laufradschaufeln verbaut. Das Strömungsfeld wurde mit einem 2-Komponenten Laser Doppler Anemometer (LDA) bestimmt. Die Messpositionen wurden so gewählt, dass sie der Position der Schaufelvorderkante bei verbauten Ventilatoren entsprach. Zur Erfassung der Werte in x- und y-Richtung wurde die LDA-Sonde innerhalb des Messraumes senkrecht zur Haupströmungsrichtung platziert. Bei den Messungen der z-Komponente wurde die LDA-Sonde außerhalb des Messraumes parallel zur x-Achse aufgebaut.

Schallfeld

Zur Erfassung des Schallfeldes auf der Saugseite der Ventilatoren wurden sieben 1/2" Freifeldmikrofone verwendet. Diese waren halbkreisförmig um die Einströmdüse auf Höhe der Ventilatorachse angeordnet.

Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Kennlinienmessungen sowie der Strömungs- und Schallfeldmessungen dargestellt. Alle Untersuchungen wurden bei der Auslegungs-Durchflusszahl von $\Phi = 0.18$ durchgeführt, gekennzeichnet in Abbildung 4.

Kennlinie

Die Kennlinie des vorwärtsgesichelten Ventilators A zeigt die erwartete Erweiterung des Arbeitsbereiches unterhalb des Auslegungspunktes bei $\Phi = 0.18$ gegenüber dem rückwärtsgesichelten Ventilator. Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch die Vorwärtssichelung die Strömung im Nabenbereich stabilisiert wird und somit die Abrissgrenze zu niedrigeren Durchflusszahlen hin verschoben wird [7, 8]. Entsprechend der höheren Druckzahl im Bereich von $\psi_{ts} \in (0.1, 0.21)$ fällt auch der Wirkungsgrad von Ventilator A höher aus. Im Auslegungspunkt beträgt die Differenz $\Delta\eta_{ts} = 5\,\%$.

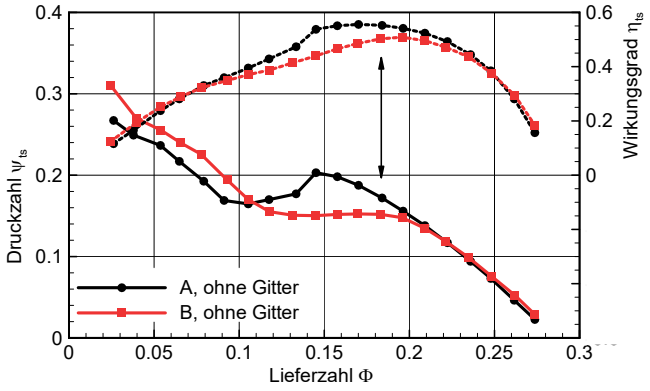

Abbildung 4: Kennlinie der Ventilatoren.

Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung

Abbildungen 5 und 6 zeigen die normierte Geschwindigkeit in Haupströmungsrichtung. Die Werte sind auf den integralen Mittelwert der Geschwindigkeit in dem entsprechenden Kreissegment $\overline{c}_\infty$ referenziert, mit

$$\overline{c}_\infty = \frac{1}{(r_a^2 - r_i^2)\,\pi} \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_a} \overline{c}_x(r,\Theta) r \, \mathrm{d}r\mathrm{d}\Theta. \qquad (5)$$

Bei der Konfiguration ohne Gitter ist die Geschwindigkeitsverteilung über einen großen Bereich homogen. Im Bereich der Nabe bei $r/R = 0.5$ ist die Strömung stark verzögert, was auf eine Grenzschichtausbildung am Nabenkörper schließen lässt.

Mit Gradientengitter ist ein deutlicher Geschwindigkeitsgradient in y-Richtung zu beobachten. Durch die enger

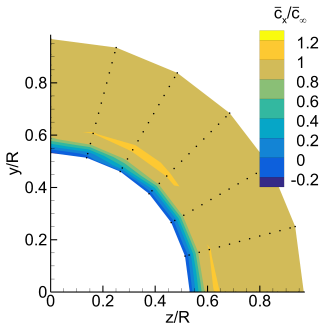

Abbildung 5: Geschwindigkeit in x-Richtung, ohne Gitter.

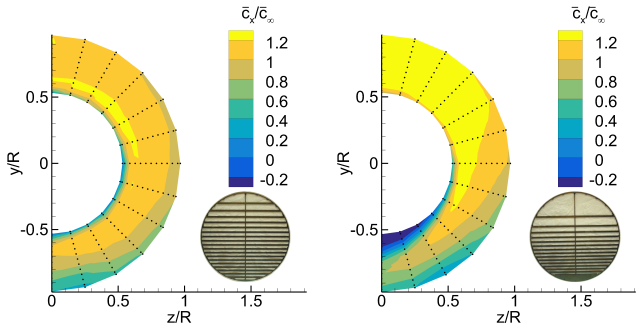

Abbildung 6: Geschwindigkeit in x-Richtung, Gitter 1 (links) und Gitter 2 (rechts).

werdende Staffelung der Gitterstreben nimmt die Geschwindigkeit von $y/r = 1$ zu $y/r = -1$ ab. Die beiden Gitter unterscheiden sich hinsichtlich des Gradienten, wobei bei Gitter 1 der Geschwindigkeitsgradient geringer ausfällt als bei Gitter 2. Bei Gitter 2 bildet sich im unteren Bereich durch die hohe Verblockung der Gitterstege ein Rückströmgebiet aus, welches durch negative Geschwindigkeiten in diesem Bereich gekennzeichnet ist.

Turbulenzgrad

Der Turbulenzgrad Tu an den diskreten Punkten wurde über

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}\left[\overline{c_x'^2} + \overline{c_u'^2} + \overline{c_r'^2}\right]}}{\overline{c}_\infty} \tag{6}$$

berechnet. Dabei wurde die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Geschwindigkeit $\overline{c}_\infty$ als Referenzgeschwindigkeit herangezogen.

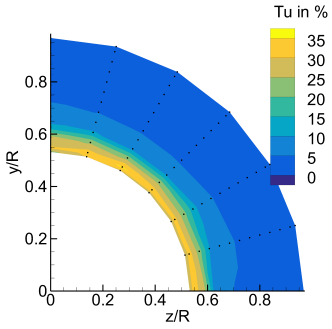

Abbildung 7: Turbulenzgrad, ohne Gitter.

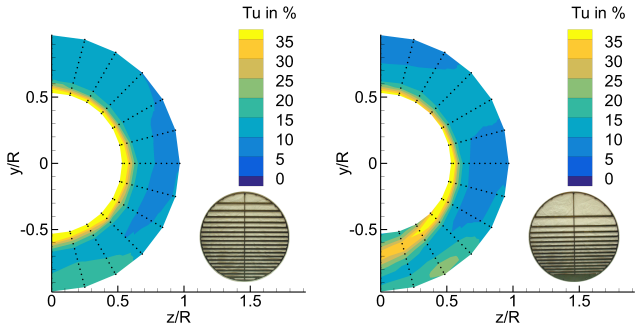

Abbildung 8: Turbulenzgrad, Gitter 1 (links) und Gitter 2 (rechts).

Bei freier Anströmung ist der Turbulenzgrad im Nabenbereich leicht erhöht und nimmt im übrigen Bereich Werte von 5 bis 10 % an. Im Mittel beträgt der Turbulenzgrad $Tu_{\text{ohne Gitter}} \approx 9\,\%$. Bedingt durch die Stege der Gradientengitter werden hier höhere Werte für den Turbulenzgrad erreicht. Die Mittelwerte liegen bei $Tu_{\text{Gitter 1}} \approx 15.5\,\%$ und $Tu_{\text{Gitter 2}} \approx 15\,\%$.

Schallfeld

Der Schallleistungspegel wurde aus den Messdaten der einzelnen Mikrofone über

$$L_W = \overline{L}_P + 10\log\left(\frac{A}{A_0}\right)\text{dB} \tag{7}$$

berechnet [9]. In Abbildung 9 ist zu erkennen, dass bei einer ungestörten Anströmung der vorwärtsgesichelte Ventilator aus akustischer Sicht dem rückwärtsgesichelten Ventilator vorzuziehen ist, siehe auch [10]. Dieser weist einen um 7 dB erhöhten Schallleistungspegel auf. Mit

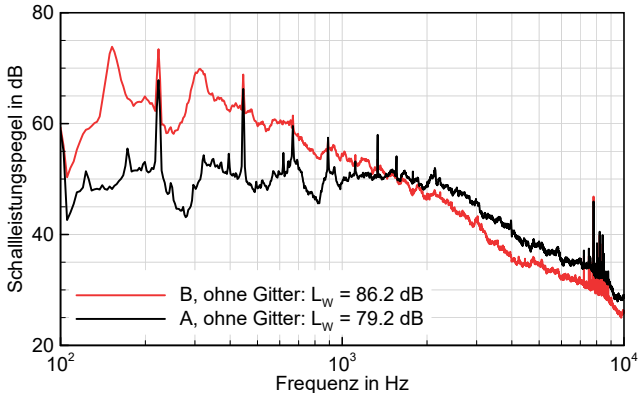

Abbildung 9: Schallleistungsspektrum, Vergleich ohne Gitter.

verbauten Gradientengittern ist zum einen zu beobachten, dass bei allen Ventilatoren die tonalen Komponenten an der BPF und deren Harmonische deutlich erhöht gegenüber dem Schallleistungsspektrum bei freier Anströmung sind, was auf die beschriebene Erhöhung der instationären Schaufelkräfte zurückzuführen ist. Zum anderen werden bei beiden Ventilatoren die breitbandigen Komponenten erhöht. Dies ist vor allem merklich im niederfrequenten Bereich beim vorwärtsgesichelten Ventilator A. Dies kann durch die Erhöhung des Turbu-

lenzgrades, bedingt durch die Stege der Gradientengitter, erklärt werden [11]. Der Gesamtschallleistungspegel des vorwärtsgesichelten Ventilators A ist bei beiden Konfigurationen mit Gradientengitter nur noch geringfügig niedriger als der des rückwärtsgesichelten Ventilators B: um 2.8 dB bei Gitter 1 und um 1.4 dB bei Gitter 2. Bei Gitter 2 tritt der Effekt deutlicher zum Vorschein, da hier der Geschwindigkeitsgradient in y-Richtung größer ausfällt. Es zeigt sich, dass der rückwärtsgesichelte Ventilator B einen deutlich geringeren Anstieg des Gesamtschallleistungspegels aufweist als der vorwärtsgesichelte Ventilator A. Dies kann dazu führen, dass bei einem stärker ausgeprägten Geschwindigkeitsgradienten der vorwärtsgesichelte Ventilator nicht mehr eine geringere Schallabstrahlung zeigt.

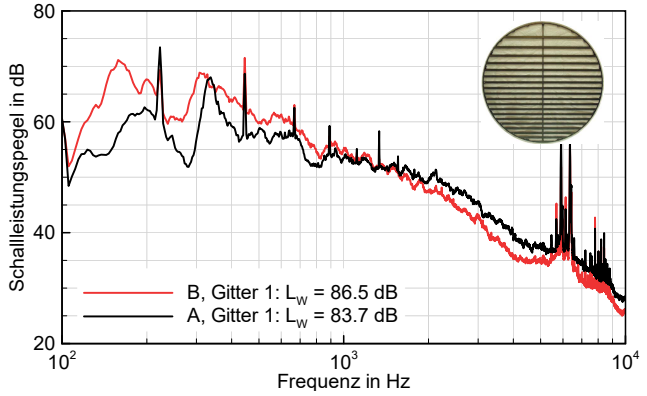

Abbildung 10: Schallleistungsspektrum, Vergleich Gitter 1.

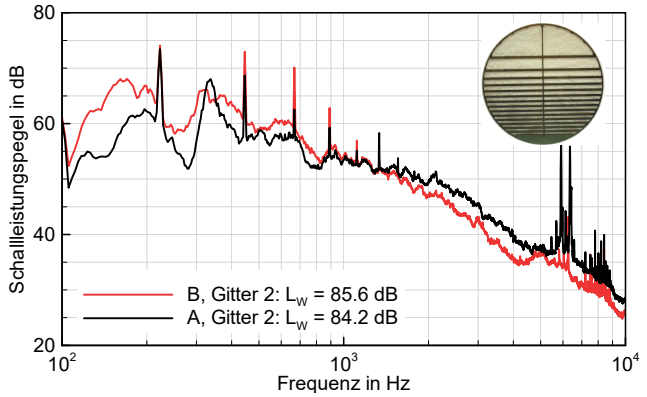

Abbildung 11: Schallleistungsspektrum, Vergleich Gitter 2.

Zusammenfassung

Es wurde der Einfluss eines ungleichförmigen Geschwindigkeitsprofils in der Zuströmung auf die Schallabstrahlung von Axialventilatoren untersucht. Dazu wurden zwei Gradientengitter entworfen, welche durch unterschiedlich gestaffelte Stege der Zuströmug einen Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Hauptströmungsrichtung aufprägten.
Untersuchungen des Strömungfeldes mittels Laser Doppler Anemometrie bestätigten das durch die verbauten Gitter ungleichförmig ausgeprägte Geschwindigkeitsfeld. Es konnte beobachtet werden, dass diese Zuströmbedingungen tonale Komponenten an der Blattfolgefrequenz und deren Harmonische durch erhöhte instationäre Schaufelkräfte deutlich verstärken. Zudem wurden auch die breitbandigen Komponenten erhöht, was auf eine Erhöhung des Turbulenzgrades gegenüber einer freien Anströmung zurückzuführen ist. Beide Effekte traten beim vorwärtsgesichelten Ventilator stärker auf als beim rückwärtsgesichelten, sodass dieser bei einer ungleichförmigen Zuströmung einen stärkeren Anstieg des Gesamtschallleistungspegels aufwies.
Somit ist aus akustischer Sicht immer das Gesamtsystem, in das ein Ventilator verbaut werden soll, zu beachten, da sich dadurch unter bestimmten Umständen Effekte ausprägen, die mit einer entsprechenden Schaufelform kompensiert werden können.

Literatur

[1] Morfey, C. L.: Rotating blades and aerodynamic sound. Journal of Sound and Vibration 28(3) (1973), 587-617

[2] Christophe, J.; Kucukcoskun, K.; Schram, C.: Tonal and broadband sound production of a locomotive cooling unit. AIAA Paper 2013-2180 (2013)

[3] Pfleiderer, C.; Petermann, H.: Strömungsmaschinen. Springer, 2005

[4] DIN EN ISO 5801:2007 Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüständen.

[5] Owen, P.r.; Zienkiewicz, H.K.: The production of uniform shear flow in a wind tunnel. Journal of Fluid Mechanics 2 (1957), 521-531

[6] Cockrell, D.J.; Lee, B.E.: Production of shear profiles in a wind tunnel by cylindrical rods placed normal to the stream. Journal of the Royal Aeronautical Society 80 (1966), 724-725

[7] Vad, J.: Blade sweep applied to axial fan rotors of controlled vortex design. Dissertation Hungarian Academy of Sciences, Budapest, 2011

[8] Corsini, A.; F. Rispoli: Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004

[9] DIN EN ISO 3744 – Akustik – Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen, 2011

[10] Wright, T.; Simmons, W.E.: Blade sweep for low speed axial fans. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 112, pp. 151-158, 1990

[11] Zenger, F; Becher, M.; Becker, S.: Influence of inflow turbulence on aeroacoustic noise of low speed axial fans with skewed and unskewed blades. Proceedings of International Conference on Fan Noise, Technology and Numerical Methods, Lyon, 2015