

Einfluss der Zuströmbedingungen auf die aeroakustische Schallabstrahlung von gesichelten und ungesichelten Axialventilatoren

Florian Zenger, Stefan Becker

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

Einleitung

Das abgestrahlte Schallfeld von Axialventilatoren hängt von mehreren Einflussfaktoren ab. Neben der Laufrad-geometrie und des gewählten Betriebspunkts sind die Zu-strömbedingungen ein maßgeblicher Faktor. Ein wichti-ges Kriterium zur Beurteilung der Zuströmbedingungen ist die Zuströmturbulenz. Diese kann beim realen Einsatz von Axialventilatoren durch Einbauten wie Wärmeübertrager oder Schutzgitter deutlich erhöht ge-genüber einer freien Anströmung sein.

Aufgrund der niedrigeren Schallabstrahlung werden mitt-lerweile bevorzugt gesichelte Ventilatoren eingesetzt. Ins-besondere eine Vorwärtssichelung stellte sich in bisheri-gen Untersuchungen als besonders geräuscharm heraus ([1], [2]). Bei diesen Untersuchungen ist man jedoch stets von einer freien Zuströmung ausgegangen.

Ziel dieser Arbeit ist es, systematisch den Einfluss der Zu-strömturbulenz auf das abgestrahlte Schallfeld von Axial-ventilatoren mit gesichelten und ungesichelten Laufrad-schaufeln zu analysieren. Dazu wurden drei Axialventila-toren mit unterschiedlicher Sichelung ausgelegt und ge-fertigt. Zur Beeinflussung der Zuströmung wurden 3 ver-schiedene Turbulenzgitter mit variierender Maschenwei-te, aber gleicher Versperrung, verwendet.

Axialventilatoren

Es wurden drei Axialventilatoren nach dem Trag-flügelverfahren [3] mit folgenden Schaufeltypen ausgelegt und für die Untersuchungen herangezogen:

- N1UG: ungesichelte Laufradschaufeln
- N1RG45: rückwärtsgesichelte Laufradschaufeln
- N1VG45: vorwärtsgesichelte Laufradschaufeln

Bei den gesichelten Ventilatoren wurde der Pfeilungswinkel verändert (siehe Tabelle 1). Die Ventilatoren besitzen ansonsten identische Auslegungsparameter.

Der Pfeilungswinkel λ beschreibt dabei eine Nei-gung der Auffädellinie der Laufradschaufeln in Relativ-strömungsrichtung (inklusive Anstellwinkel), der Winkel der V-Stellung ν eine Neigung im Winkel von 90° dazu [4].

Die Kennlinie (Druckzahl sowie Wirkungsgrad über Durchflusszahl) der Ventilatoren ist in Abbildung 1 dar-gestellt. Durchflusszahl, Druckzahl und Wirkungsgrad wurden nach Gl. 1 - 3 berechnet.

Tabelle 1: Auslegungsparameter

Parameter	N1UG	N1RG45	N1VG45
Durchflusszahl Φ	0.19		
Druckzahl ψ_t	0.2		
Laufradschaufeln	9		
Drehzahl in rpm	1500		
Laufradd. in mm	495		
Nabend. in mm	248		
Spalt in mm	2.5		
Pfeilung λ in $^\circ$	0	-45	+45
V-Stellung ν in $^\circ$	0		

$$\Phi = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 D^3 n} \quad (1)$$

$$\psi_t = \frac{2\Delta p_t}{\rho (D\pi n)^2} \quad (2)$$

$$\eta_t = \frac{\dot{V}\Delta p_t}{2\pi n M} \quad (3)$$

Wie zu sehen ist weisen alle Ventilatoren bei der Auslegungs-Durchflusszahl von $\Phi = 0.19$ identische Werte der Druckzahl Ψ_t auf. Die Kennlinie des vorwärtsgesichelten Ventilators zeigt die erwartete Er-weiterung des Arbeitsbereichs unterhalb der Durchfluss-zahl $\Phi = 0.17$ gegenüber den beiden anderen Ven-tilatoren. Diese ist darauf zurückzuführen, dass die Vorwärtssichelung Druckverluste im Naben- und Spalt-bereich reduziert und somit Strömungsabrissen vorbeugt ([5], [6]). Die Wirkungsgrade der Ventilatoren weisen für den gesamten untersuchten Bereich ähnliche Verläufe auf. Im Auslegungspunkt liegt der Wirkungsgrad des ungesi-chelten Ventilators um 3 % höher als der Wert der ge-sichelten Ventilatoren. Aufgrund der nahezu identischen Werte im Auslegungspunkt ist eine gute Vergleichbar-keit der Ventilatoren gegeben, so dass bei den Schall-feldmessungen weitere Einflussfaktoren außer die Zu-strömturbulenz ausgeschlossen werden können.

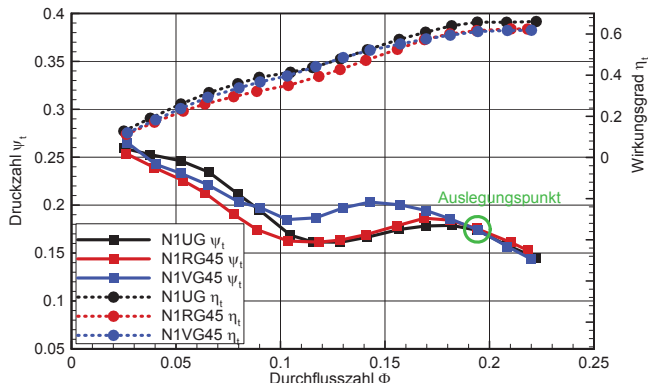


Abbildung 1: Kennlinien der Axialventilatoren bei freier Zuströmung (ohne Turbulenzgitter)

Turbulenzgitter

Zur Beeinflussung der Zuströmturbulenz wurden drei geometrisch ähnliche Gitter herangezogen:

- Gitter 20: 20 mm Stegabstand
Stegbreite $d_s = 4$ mm, Maschenweite $M = 24$ mm
- Gitter 60: 60 mm Stegabstand
Stegbreite $d_s = 12$ mm, Maschenweite $M = 72$ mm
- Gitter 80: 80 mm Stegabstand
Stegbreite $d_s = 16$ mm, Maschenweite $M = 96$ mm

Die Versperrung (solidity) α der Gitter beträgt:

$$\alpha_{20} = \alpha_{60} = \alpha_{80} = 2 \frac{d_s}{M} - \frac{d_s^2}{M^2} = 0.31 \quad (4)$$

Die Gitter wurden im Einlassbereich des Ventilators montiert, zu sehen in Abbildung 3. Die Messung der Turbulenzgrade der verschiedenen Gitter erfolgte über Laser Doppler Anemometrie (LDA). Um einen optischen Zugang zum Strömungsfeld zu ermöglichen, wurde ein Segment der Rohrwand mit einer Scheibe aus floatglas ersetzt. Die LDA Sonde war während den Untersuchungen auf einer radial verfahrbaren Lineareinheit montiert, siehe Abbildung 2.

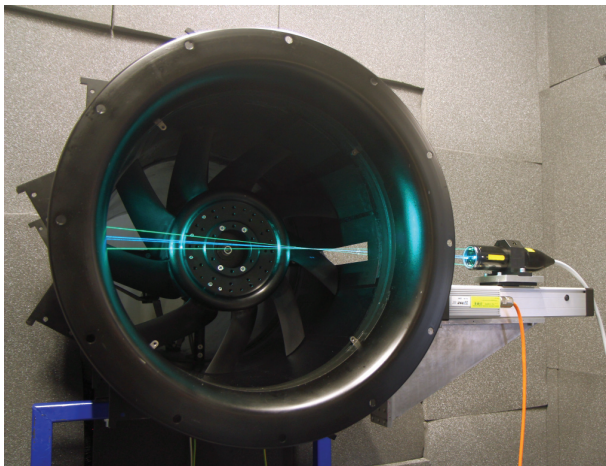


Abbildung 2: Aufbau des LDA-Systems mit montiertem Axialventilator N1VG45

Bei Messungen der Strömungsparameter wurde der Ventilator durch einen Nabendummy ersetzt. Dieser besitzt die gleiche Geometrie wie die untersuchten Axialventilatoren, es wurden nur keine Laufradschaufeln verbaut. Die Position in axialer Richtung wurde so gewählt, dass das Messvolumen des LDA Systems der Position der Schaufelvorderkante der Ventilatoren entspricht. Die Messpunkte sind in Abbildung 3 gekennzeichnet.

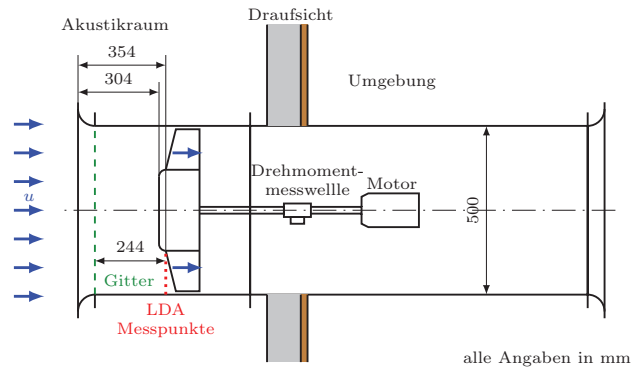


Abbildung 3: Position der Turbulenzgitter und LDA-Messpunkte

Abbildung 4 zeigt die aus den Ergebnissen der LDA-Messungen berechneten Turbulenzgrade der verschiedenen Turbulenzgitter mit eingebautem Nabendummy. Als Referenzwert für den Turbulenzgrad wurde die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung im Bereich zwischen Nabendummy (r_D) und Rohrwand (r_R) herangezogen:

$$u_{ref} = \frac{1}{r_R - r_D} \int_{r_D}^{r_R} \bar{u}(r) dr \quad (5)$$

$$Tu(r) = \frac{\sqrt{u'(r)^2}}{u_{ref}} \quad (6)$$

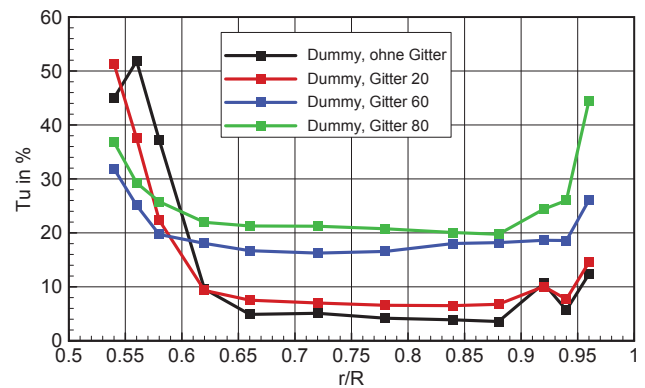


Abbildung 4: Turbulenzgrad der verschiedenen Gitter mit eingebautem Nabendummy

Im Bereich $r/R \in (0.5, 0.6)$ weist die Strömung aufgrund der Umströmung der Laufradnabe hohe Turbulenzgrade

auf. Dies ist auch nahe der Rohrwand ($r/R \in (0.9, 1)$) zu beobachten. Zwischen diesen beiden Bereichen sind die Werte für den Turbulenzgrad relativ konstant und weisen folgende Werte auf:

- ohne Gitter: $Tu \approx 5 \%$
- Gitter 20: $Tu \approx 7 \%$
- Gitter 60: $Tu \approx 17 \%$
- Gitter 80: $Tu \approx 20 \%$

Die Zuströmturbulenz kann somit über einen breiten Bereich von $Tu \approx 5 \%$ bis $Tu \approx 20 \%$ beeinflusst werden.

Schallfeld

Das Schallfeld wurde auf der Saugseite der Ventilatoren erfasst. Dazu wurden sieben 1/2" Freifeldmikrofone verwendet. Diese waren halbkreisförmig um die Einströmdüse auf Höhe der Ventilatorachse angeordnet, siehe Abbildung 5.

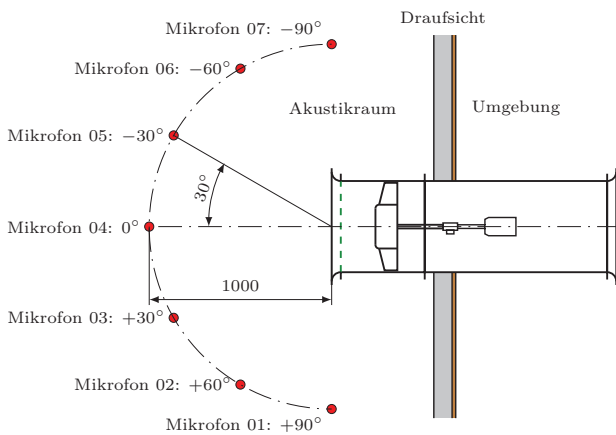


Abbildung 5: Anordnung der Mikrofone bei den Schallfeldmessungen

Gesamtschalleistungspegel

Der Schalleistungspegel wurde aus den Messdaten der einzelnen Mikrofone berechnet [7]:

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

Tabelle 2 zeigt die Gesamtschalleistungspegel im Auslegungspunkt bei einer Durchflusszahl von $\Phi = 0.19$, berechnet von 100 Hz bis 1 kHz.

Tabelle 2: Gesamtschalleistungspegel im Auslegungspunkt

Konfiguration	N1UG	N1RG45	N1VG45
ohne Gitter	84.6 dB	83 dB	81.2 dB
Gitter 20	87.2 dB	84 dB	81.8 dB
Gitter 60	90.3 dB	86.9 dB	88 dB
Gitter 80	91.3 dB	88.4 dB	90.6 dB

Bei freier Zuströmung ohne Gitter weist der vorwärtsgesichelte Ventilator N1VG45 den niedrigsten Gesamtschalleistungspegel auf. Dies ist auch bei einer moderaten Erhöhung der Zuströmturbulenz (Gitter 20) zu beobachten. Der ungesichelte Ventilator N1UG hat hier die größten Gesamtschalleistungspegel, der rückwärtsgesichelte Ventilator N1RG45 liegt im Mittelbereich. Bei hoher Zuströmturbulenz (Gitter 60 bzw. Gitter 80) ändert sich dieser Sachverhalt. Hier ist beim vorwärtsgesichelten Ventilator ein Anstieg des Schalleistungspegels um bis zu 9.4 dB (Gitter 80 im Vergleich zur Konfiguration ohne Gitter) zu sehen, wohingegen der Schalleistungspegel derselben Konfiguration beim rückwärtsgesichelten Ventilator lediglich um 5.4 dB ansteigt. Die führt dazu, dass bei hoher Zuströmturbulenz der rückwärtsgesichelte Ventilator den niedrigsten Gesamtschalleistungspegel aufweist. Der vorwärtsgesichelte Ventilator liegt im Mittelfeld, der ungesichelte Ventilator hat den größten Gesamtpegel.

Schalleistungsspektren

In den Abbildungen 6 bis 8 sind die Schalleistungsspektren der drei Axialventilatoren mit den verschiedenen Gitter-Konfigurationen bei der Auslegungsdurchflusszahl von $\Phi = 0.19$ dargestellt.

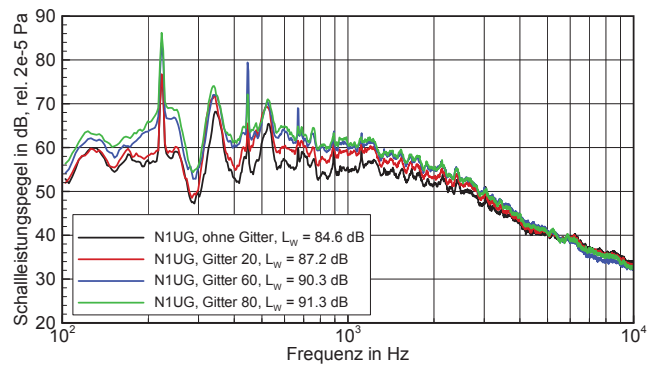


Abbildung 6: Schalleistungsspektrum des Ventilators N1UG am Auslegungspunkt

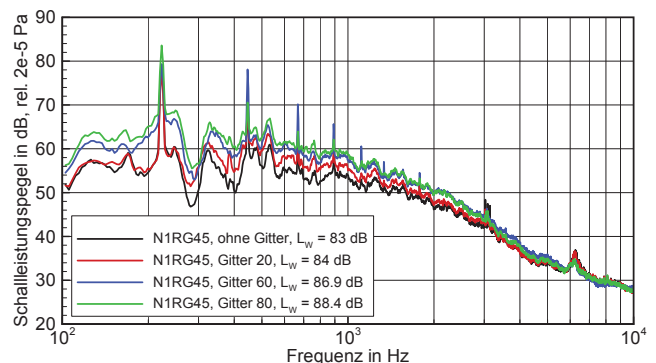


Abbildung 7: Schalleistungsspektrum des Ventilators N1RG45 am Auslegungspunkt

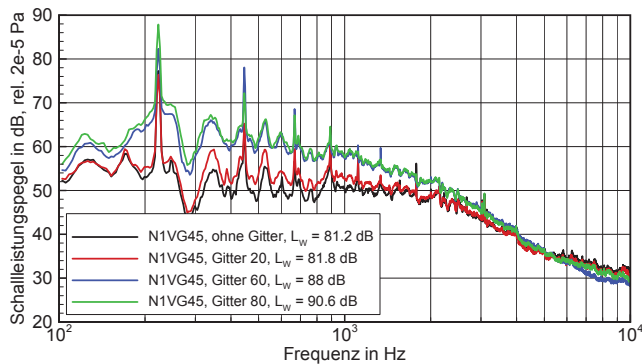


Abbildung 8: Schalleistungsspektrum des Ventilators N1VG45 am Auslegungspunkt

Der Einfluss von erhöhter Zuströmturbulenz zeigt sich bei den Schalleistungsspektren sowohl bei den tonalen als auch bei den breitbandigen Komponenten. Das breitbandige Geräusch wird im Wesentlichen im Bereich unter 2 kHz beeinflusst.

Die tonalen Komponenten bei der Blattfolgefrequenz und deren Harmonischen sind bei größeren Turbulenzgraden vor allem beim vorwärtsgesichelten Ventilator N1VG45 erhöht, während der Anstieg beim rückwärtsgesichelten Ventilator N1RG45 moderater ausfällt. Die Erhöhung der tonalen Komponenten lässt auf eine Anregung durch instationäre Schaufelkräfte schließen, wie sie etwa bei der Interaktion von turbulenten Strukturen mit der Schaufelvorderkante auftreten. Bei einer Vorwärtssichelung ist dieser Mechanismus stärker ausgeprägt als bei einer Rückwärtssichelung, da hier die Strukturen definiert geschnitten werden. Bei rückwärtsgesichelten Laufradschaufeln besteht die Möglichkeit, dass sich turbulente Strukturen bei der Interaktion verformen, indem sie zum Außenradius hin gedrängt werden. Die instationären Schaufelkräfte sind also nicht so stark ausgeprägt. Der Anstieg der breitbandigen Komponenten im niederfrequenten Bereich ist auf lokale Gebiete mit Druckfluktuationen an der Schaufelvorderkante zurückzuführen.

Zusammenfassung

Es wurde der Einfluss von erhöhter Zuströmturbulenz auf das abgestrahlte Schallfeld von gesichelten und ungesichelten Axialventilatoren untersucht. Dazu wurden drei Ventilatoren mit vorwärts-, rückwärts- und ungesichelten Laufradschaufeln nach dem Tragflügelverfahren ausgelegt und gefertigt. Drei Gitter mit unterschiedlicher Maschenweite wurden zur Beeinflussung der Zuströmturbulenz verwendet.

Bei freier Zuströmung ohne Turbulenzgitter weist der vorwärtsgesichelte Ventilator den niedrigsten Schalleistungspegel auf. Bedingt durch die Zuströmturbulenz erhöhen sich bei den Untersuchungen mit den Turbulenzgitter sowohl die tonalen als auch die breitbandigen niederfrequenten Komponenten. Bei hoher Zuströmturbulenz ist vor allem der Anstieg der tonalen Komponenten beim vorwärtsgesichelten Ventilator deutlich stärker ausgeprägt als beim rückwärtsgesichelten Ventilator. Dies ist auf eine stärkere Interaktion der

Schaufelvorderkante mit den turbulenten Strukturen der Zuströmung zurückzuführen.

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Sichelung der Laufradschaufeln aus akustischer Sicht stets ungesichelten Laufradschaufeln gegenüber zu bevorzugen ist. Allerdings erwies sich eine Vorwärtssichelung nur bei geringer Zuströmturbulenz als geräuschärmste Variante. Bei hoher Zuströmturbulenz hatte der rückwärtsgesichelte Ventilator den niedrigsten Gesamtschalleistungspegel.

Bei der Auswahl eines Axialventilators müssen daher neben den aerodynamischen Leistungsdaten stets die Randbedingungen, wie etwa die Zuströmturbulenz, berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] T. Wright, W.E. Simmons – Blade sweep for low speed axial fans. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 112, pp. 151-158, 1990
- [2] T. Carolus, M. Beiler – Skewed blades in low pressure fans: a survey of noise reduction mechanisms. AIAA-97-1591, pp. 47-53, 1997
- [3] Pfeleiderer, C.; Petermann, H.: Strömungsmaschinen. Springer, 2005
- [4] Beiler, M.G.: Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln. Universität Siegen, Dissertation, 2002
- [5] J. Vad – Blade sweep applied to axial fan rotors of controlled vortex design. Dissertation Hungarian Academy of Sciences, Budapest, 2011
- [6] A. Corsini, 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
- [7] DIN EN ISO 3744 – Akustik – Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen. 2011