

Reduzierung der Schallemission von Axialventilatoren durch Vorderkantenmodifikationen

Florian Krömer, Stefan Becker

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik,
91058 Erlangen, Deutschland, Email: florian.kroemer@fau.de, sb@ipat.fau.de

Einleitung

Axialventilatoren werden in einer Vielzahl von technischen Systemen eingesetzt. Dabei rückt neben der aerodynamischen Effizienz des Ventilators dessen Schallabstrahlung immer mehr in den Vordergrund. Das abgestrahlte Schallfeld setzt sich dabei aus tonalen, subharmonischen und breitbandigen Anteilen zusammen [1–3]. Die tonalen Komponenten entstehen durch eine instationäre Belastung der Laufradschaufeln, insbesondere durch hohe Turbulenzgrade oder durch eine ungleichförmige Zuströmung [4, 5]. Bei bestimmten Betriebsbedingungen entsteht Blattspitzenlärm. Dieser Schallentstehungsmechanismus resultiert aus der Spaltströmung und deren Wechselwirkung mit den Laufradschaufeln [3, 6]. Die hochfrequente breitbandige Schallabstrahlung wird durch Hinterkantenlärm oder Grenzschichtlärm dominiert, wobei in den meisten Fällen der Grenzschichtlärm nur einen geringen Anteil zur Schallabstrahlung beisteuert [7, 8]. Der niederfrequenten breitbandigen Schall, der sog. Zuströmturbulenzschall, wird durch die Interaktion der Schaufelvorderkante mit der Zuströmung erzeugt [7, 9]. Dieser Schallentstehungsmechanismus ist insbesondere bei hohen Zuströmturbulenzgraden stark ausgeprägt. Basierend auf Untersuchungen an Tragflügeln [10, 11] gibt es Ansätze den Zuströmturbulenzschall durch eine Modifikation der Schaufelvorderkante zu reduzieren.

Ziel dieser Arbeit ist es mit einer experimentellen Studie das Potential von Vorderkantenmodifikationen zur Reduzierung der Schallabstrahlung von Axialventilatoren zu untersuchen.

Axialventilator und Vorderkantenvariationen

Für die Untersuchungen wurde ein generischer Plattenventilator (Durchmesser $d_V = 497$ mm, Rohrdurchmesser $d_R = 500$ mm) herangezogen, Abbildung 1. Dieser war in ein Rohrsegment mit saugseitiger Einströmdüse und druckseitigem Diffusor integriert, Abbildung 2.

Neben der Referenzkonfiguration mit gerader Vorderkante (REF) (Abbildung 3a) wurden vier Konfigurationen mit sinusförmigen Vorderkanten untersucht (Abbildungen 3b bis 3e). Die Parameter der sinusförmigen Vorderkanten sind in Tabelle 1 dargestellt, dabei kennzeichnet \bar{l}_c die mittlere Sehnenlänge der Referenz-Ventilatorschaufel.



Abbildung 1: Referenzventilator mit gerader Vorderkante; Drehrichtung: Uhrzeigersinn.

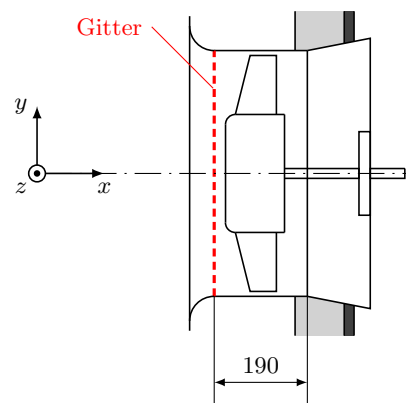


Abbildung 2: Einbausituation der Ventilatoren.

Versuchsaufbau

Alle Untersuchungen wurden in einem saugseitigen Prüfstand nach DIN EN ISO 5801 [12] durchgeführt, [13]. Zur Variation der Zuströmbedingungen wurde ein Gitter mit einer Maschenweite $M = 24$ mm vor dem Ventilator montiert, Abbildung 2. Der Einfluss der sinusförmigen Vorderkanten auf die aerodynamischen und aeroakustischen Parameter wurde sowohl bei freier Zuströmung (ohne Gitter), als auch bei gestörten

Tabelle 1: Parameter der sinusförmigen Vorderkanten.

Bezeichnung	Amplitude	Wellenlänge
A133λ67	13.3% \bar{l}_c	6.7% \bar{l}_c
A133λ100	13.3% \bar{l}_c	10% \bar{l}_c
A167λ67	16.7% \bar{l}_c	6.7% \bar{l}_c
A167λ100	16.7% \bar{l}_c	10% \bar{l}_c

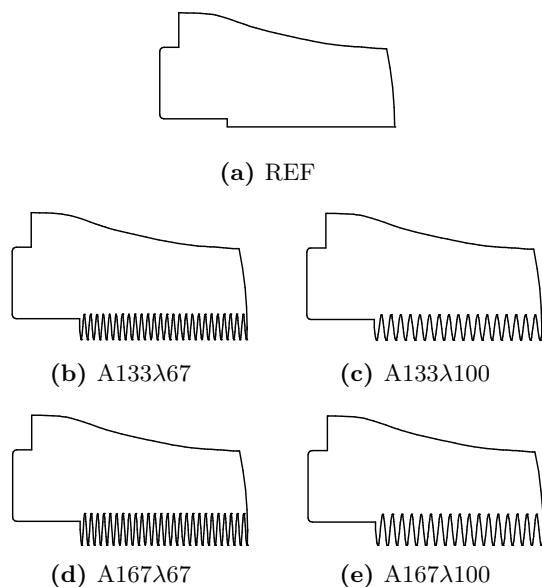


Abbildung 3: Ventilatorschaufelgeometrien mit gerader Vorderkante (a) und mit sinusförmigen Vorderkanten (b) bis (e).

Zuströmbedingungen (mit Gitter) untersucht. Die Zuströmparameter wurden mittels eines Laser Doppler Anemometers charakterisiert. Der entsprechende Aufbau ist in [14] beschrieben. Das Schallfeld wurde über sieben Mikrofone, welche halbkreisförmig um die Einströmdüse angeordnet waren, bestimmt, [13].

Einströmrandbedingungen

Der Verlauf des Turbulenzgrades bei verschiedenen Volumenströmen \dot{V} und unter freien und gestörten Zuströmbedingungen ist in Abbildungen 4 und 5 dargestellt. Der Bereich $\dot{V} \in (0.5 \text{ m}^3/\text{s}, 1.4 \text{ m}^3/\text{s})$ entspricht dabei Durchflusszahlen $\varphi \in (0.09, 0.25)$. Sowohl bei freier als auch bei gestörter Zuströmung ist der Turbulenzgrad nahe der Ventilatornabe ($r_N = 0.125 \text{ m}$) erhöht. Dies ist auf Strömungsablösungen an der Ventilatornabe zurückzuführen. Generell zeigt sich, dass durch Turbulenzgitter der Turbulenzgrad in etwa verdoppelt wird – von $Tu \in (5\%, 8\%)$ bei freier Zuströmung auf $Tu \in (15\%, 17\%)$ bei gestörter Zuströmung.

Kennlinien

Die aerodynamischen und akustischen Kennlinien sind in Abbildung 6 dargestellt. Generell zeigt sich durch die Vorderkantenmodifikationen eine moderate Erhöhung des Druckaufbaus bei beiden Zuströmbedingungen. Deutlicher fällt der Einfluss auf den Wirkungsgrad aus: dieser wird durch die modifizierten Vorderkanten merklich erhöht – sowohl bei freier, als auch bei gestörter Zuströmung. Die Schallabstrahlung wird durch die geänderte Vorderkantengeometrie ebenfalls deutlich beeinflusst. Hier ist bei nahezu allen betrachteten Kennlinienpunkte eine Verringerung des gemittelten Gesamtschalldruckpegels \bar{L}_p zu verzeichnen. Bei freier Zuströmung wird des Gesamtschalldruckpegel um bis zu 11 dB reduziert (bei $\varphi = 0.197$ mit den Ventilatorschau-

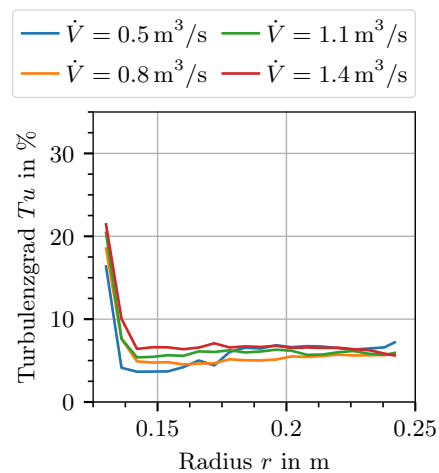


Abbildung 4: Turbulenzgrad, freie Zuströmung

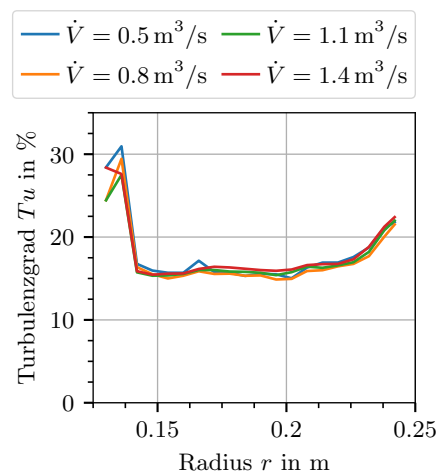


Abbildung 5: Turbulenzgrad, gestörte Zuströmung

feln A167λ67). Der Effekt nimmt zu kleineren Volumenströmen hin ab. Bei gestörten Zuströmbedingungen ist die Reduzierung des Gesamtschalldruckpegels unabhängig von der betrachteten Durchflusszahl und fällt teilweise geringer aus, als bei freier Zuströmung. Die Gesamtschalldruckpegel der Ventilatoren mit modifizierten Vorderkanten sind hier 4...6 dB geringer als die des Referenz-Ventilators. Die größte Verringerung wird hier ebenfalls durch den Ventilator mit den Ventilatorschaufeln A167λ67 erzielt.

Zur weiteren Diskussion des Einflusses der modifizierten Vorderkanten auf die Schallabstrahlung werden im weiteren Verlauf gemittelte Schalldruckspektren bei einer Durchflusszahl $\varphi = 0.197$ betrachtet.

Schallfeld

Die gemittelten Schalldruckspektren sind in Abbildungen 7 und 8 (freie Zuströmung) sowie Abbildungen 9 und 10 (gestörte Zuströmung) dargestellt.

Bei allen Konfigurationen zeigt sich, dass die breitbandigen Schallanteile durch die modifizierten Vorderkanten verringert werden. Bei freier Zuströmung erstreckt sich

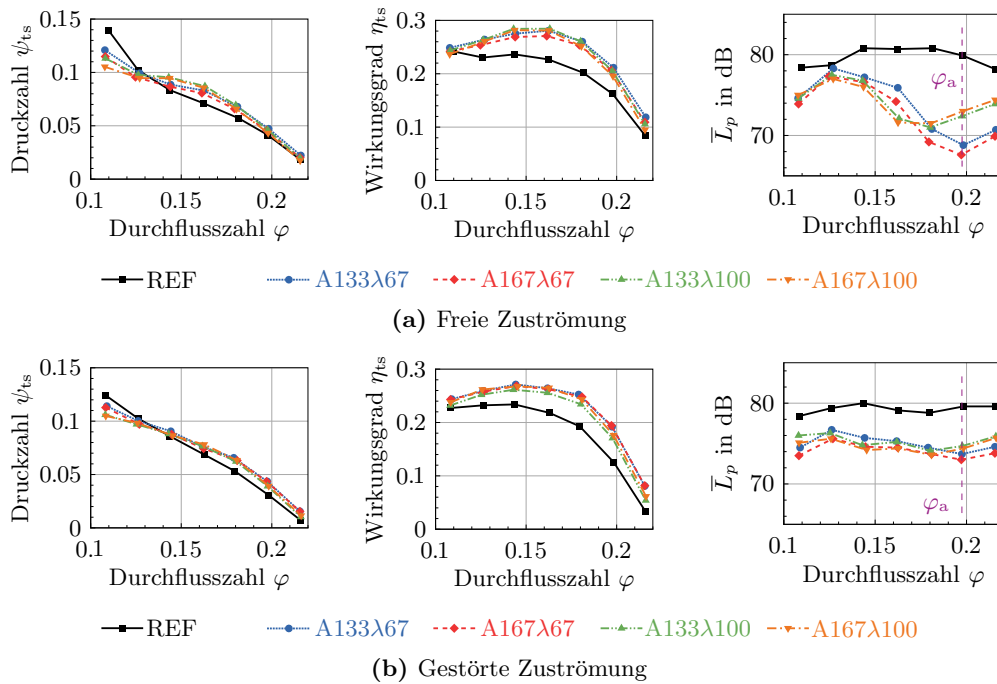


Abbildung 6: Aerodynamische und akustische Kennlinien unter freier Zuströmung (a) und unter gestörter Zuströmung (b).

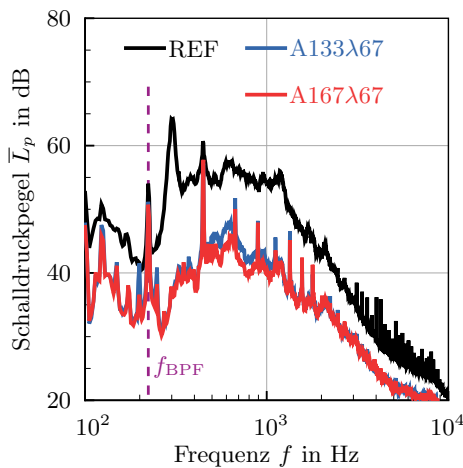


Abbildung 7: Gemittelte Schalldruckspektren der Ventilatoren mit Laufradschaufeln REF, A133λ67 und A167λ67 bei freier Zuströmung ($\varphi = 0.197$).

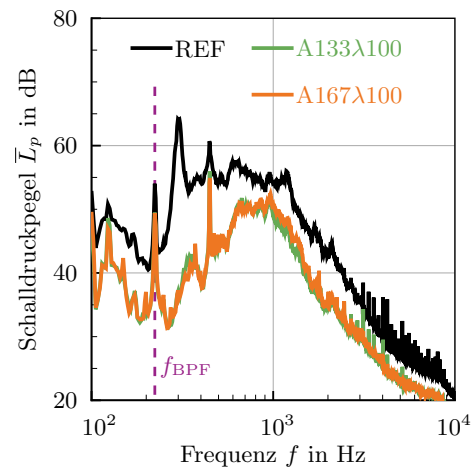


Abbildung 8: Gemittelte Schalldruckspektren der Ventilatoren mit Laufradschaufeln REF, A133λ100 und A167λ100 bei freier Zuströmung ($\varphi = 0.197$).

die Reduzierung über den gesamten Frequenzbereich, bei gestörter Zuströmung bis zu einer Frequenz $f = 4\text{kHz}$. Somit tritt die Verringerung von Vorderkantenschall bei Axialventilatoren analog zu Tragflügeln auf. Außerdem ist ersichtlich, dass die tonalen Anteile bei der Blattfolgefrequenz (f_{BPF}) und Harmonischen durch die sinusförmigen Vorderkanten reduziert werden – es ist also zu erwarten, dass die instationären Schaufelkräfte geringer ausfallen, als beim Referenz-Ventilator mit geraden Vorderkanten. Der größte Einfluss ist bei den subharmonischen Komponenten (Ventilator REF, $f = 340\text{Hz}$) zu verzeichnen. Während diese beim Referenz-Ventilator deutlich zum Vorschein treten werden sie bei allen Konfigurationen mit modifizierten Vorderkanten unterdrückt. Es ist also davon auszugehen, dass wie schon von Corsini et al. [15] beobachtet, das Strömungsfeld im Blatt-

spitzenbereich durch die modifizierte Vorderkantengeometrie beeinflusst wird, was zu einer geringeren Rezirkulationsströmung und somit zu schwächer ausgeprägten subharmonischen Schallanteilen führt. Bei beiden Zuströmkonfigurationen zeigt sich, dass sich mit den Ventilatorschaufeln A167λ67 die größte Schallreduzierung erreichen lässt.

Zusammenfassung

Die Wirksamkeit von Vorderkantenmodifikationen zur Schallreduzierung bei Axialventilatoren wurde anhand einer experimentellen Studie mit vier verschiedenen sinusförmigen Vorderkanten und zwei unterschiedlichen Zuströmbedingungen untersucht. Bei den Kennlinien zeigte sich neben einer moderaten Erhöhung des Druck-

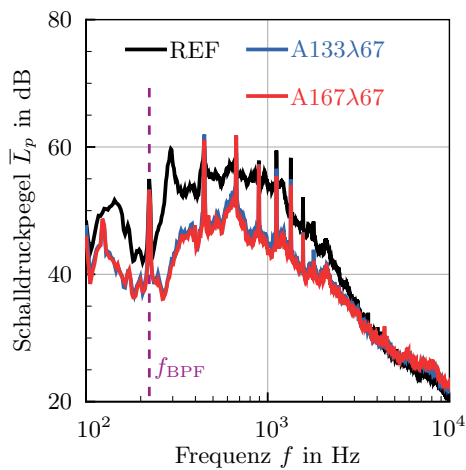


Abbildung 9: Gemittelte Schalldruckspektren der Ventilatoren mit Laufradschaufeln REF, A133λ67 und A167λ67 bei gestörter Zuströmung ($\varphi = 0.197$).

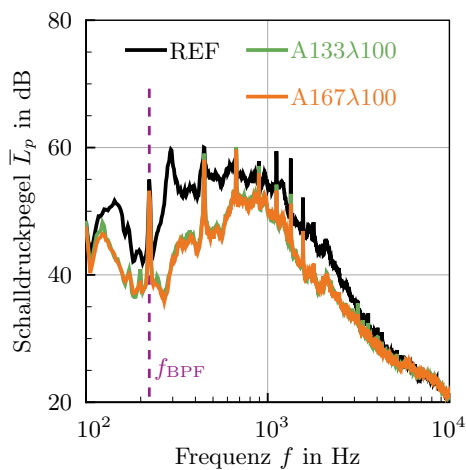


Abbildung 10: Gemittelte Schalldruckspektren der Ventilatoren mit Laufradschaufeln REF, A133λ100 und A167λ100 bei freier Zuströmung ($\varphi = 0.197$).

aufbaus eine merkliche Steigerung des Wirkungsgrades sowie eine deutliche Verringerung der Schallabstrahlung. Die Schalldruckspektren zeigten eine Beeinflussung der breitbandigen, tonalen und subharmonischen Schallanteile. Die größte Reduzierung wurde durch die Vorderkanten mit der kleinsten Wellenlänge und der größten Amplitude erzielt.

Literatur

- [1] Wright, T. and Simmons, W.: *Blade sweep for low speed axial fans*. Journal of Turbomachinery, 112: 151–158, 1990. doi: 10.1115/1.2927413.
- [2] Carolus, T. and Beiler, M.: *Skewed blades in low pressure fans: a survey of noise reduction mechanisms*. In Proceedings of 3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA Paper 97-1591, pages 47–53, Atlanta, USA, May 1997. doi: 10.2514/6.1997-1591.
- [3] Moreau, S. and Marlène, S.: *Sub-harmonic broadband humps and tip noise in low-speed ring fans*. Journal of the Acoustical Society of America, 139(1):118–127, 2016. doi: 10.1121/1.4939493.
- [4] Bommers, L.; Fricke, J. and Grundmann, R. (editors): *Ventilatoren*. Vulkan, Essen, 2nd edition, 2003.
- [5] Wright, S. E.: *The acoustic spectrum of axial flow machines*. Journal of Sound and Vibration, 45(2): 165–223, 1976. doi: 10.1016/0022-460X(76)90596-4.
- [6] Magne, S.; Moreau, S. and Berry, A.: *Subharmonic tonal noise from backflow vortices radiated by a low-speed ring fan in uniform inlet flow*. Journal of the Acoustical Society of America, 137(1):228–237, 2015. doi: 10.1121/1.4904489.
- [7] Wagner, S.; Bareiß, R. and Guidati, G.: *Wind turbine noise*. Springer, Berlin, 1996. doi: 10.1007/978-3-642-88710-9.
- [8] Brooks, T. F.; Pope, S. D. and Marcolini, M. A.: *Airfoil self-noise and prediction*. NASA Reference Publication 1218, 1989.
- [9] Carolus, T.: *Ventilatoren - Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 3rd edition, 2013. doi: 10.1007/978-3-8348-2472-1.
- [10] Kim, J. W.; Haeri, S. and Joseph, P. F.: *On the reduction of aerofoil-turbulence interaction noise associated with wavy leading edges*. Journal of Fluid Mechanics, 792:526–552, 2016. doi: 10.1017/jfm.2016.95.
- [11] Chaitanya, P.; P., J.; Narayanan, S.; Vanderwell, C.; Turner, J.; Kim, J. W. and Ganapathisubramani, B.: *Performance and mechanism of sinusoidal leading edge serrations for the reduction of turbulence-aerofoil interaction noise*. Journal of Fluid Mechanics, 818:435–464, 2017. doi: 10.1017/jfm.2017.141.
- [12] DIN EN ISO 5801:2007 Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen.
- [13] Zenger, F. J.; Renz, A.; Becher, M. and Becker, S.: *Experimental investigation of the noise emission of axial fans under distorted inflow conditions*. Journal of Sound and Vibration, 383:124–145, 2016. doi: 10.1016/j.jsv.2016.07.03.
- [14] Zenger, F.; Herold, G. and Becker, S.: *Acoustic characterization of forward- and backward-skewed axial fans under increased inflow turbulence*. AIAA Journal, 55(4):1241–1250, 2017. doi: 10.2514/1.J055383.
- [15] Corsini, A.; Delibra, G. and Sheard, A. G.: *The application of sinusoidal blade-leading edges in a fan-design methodology to improve stall resistance*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 228(3):255–271, 2014. doi: 10.1177/0957650913514229.