

Turbulenzreiche Zuströmung bei einem Axialventilator: Experimentelle Untersuchung der Zuströmung und des Ventilatorgeräuschs

Dr.-Ing. Marc Schneider, Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus, Universität
Siegen, Institut für Fluid- und Thermodynamik - Fachgebiet Strömungs-
maschinen, 57068 Siegen, Germany

Kurzfassung

Der Geräuschmechanismus „Interaktion der Ventilatorschaufeln mit der Zuströmturbulenz“ ist schon bei relativ geringen Turbulenzgraden in der Einlaufströmung für den dominierenden breitbandigen Anteil am Gesamtspektrum von Axialventilatoren verantwortlich. Der Beitrag berichtet über experimentelle Untersuchungen zu diesem Geräuschmechanismus. Unterschiedliche turbulenzbeeinflussende Einbauten in der Zuströmung eines Ventilators werden untersucht: Zur Erzeugung hoher Turbulenzgrade wird ein Rechteckprofilgitter vor das Laufrad montiert; eine turbulenzarme Zuströmung dagegen wird durch einen halbkugelförmigen Turbulenzschirm (aufgebaut aus einer Kombination von Wabenprofil und Drahtgewebe) realisiert. Außerdem wird mit Hilfe einer Absaugeinrichtung die gehäusenah und turbulenzreiche Wandgrenzschicht unmittelbar vor dem Laufrad abgesaugt. Insgesamt kann mit den unterschiedlichen Einbauten die Zuströmturbulenz so variiert werden, dass sich die gemessenen Gesamtschallleistungspegel des Ventilators bis zu 20 dB unterscheiden.

Mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen werden die charakteristischen Turbulenzparameter der Zuströmung zum Ventilator ermittelt. Sie werden schließlich als Eingangsgrößen in ein einfaches semiempirisches Geräuschberechnungsverfahren verwendet. Die damit vorherberechneten spektralen Schalleistungspegel sowie die Gesamtschallleistungspegel stimmen bei allen untersuchten Zuströmkonfigurationen befriedigend mit den Messungen überein.

1 Einleitung

Neben den aerodynamischen Daten ist die Schalleistung eine wichtige Kenngröße von Ventilatoren. Die Berechnung des Schalls unmittelbar aus den Grundgleichungen der Strömungsmechanik („Computational Aeroacoustics“) scheint für den praktischen Einsatz in den

nächsten Jahren nicht möglich, obwohl in den vergangenen Jahren methodisch erhebliche Fortschritte erzielt wurden. In der industriellen Praxis wird daher das Ventilatorgeräusch bislang mit sehr einfachen Verfahren abgeschätzt, die nur grundlegende Maschinengrößen berücksichtigen. In der Literatur findet man allerdings eine Vielzahl fortgeschrittenerer Verfahren für die Schalleistungsberechnung von Ventilatoren, die von empirisch gestützten Modellen der verschiedenen, bei Axialventilatoren auftretenden Geräuschmechanismen ausgehen. In diesen Verfahren werden die Geräuschanteile der verschiedenen Quellen getrennt voneinander ermittelt und am Ende - auch spektral - zusammengesetzt. Sie erfordern detaillierte Eingangsparameter wie Turbulenzgrößen, das Geschwindigkeitsfeld um die Schaufeln, Grenzschichtparameter usw.

Es zeigt sich, dass neben den Schallerzeugungsmechanismen „Turbulente Grenzschicht an der Schaufeloberfläche“ und „Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante“ der Mechanismus „Interaktion der Schaufeln mit der Zuströmturbulenz“ schon für relativ geringe Turbulenzgrade in der Einlaufströmung einen dominierenden Anteil am Gesamtspektrum des Ventilators darstellt.

Die vorliegende Arbeit behandelt die experimentelle Variation und Messung der Zuströmturbulenz. Die gemessenen Turbulenzparameter werden als Eingangsgrößen in ein semiempirisches statistisches Geräuschberechnungsverfahren verwendet. Schließlich werden die vorherberechneten spektralen Schalleistungspegel sowie die Gesamtschalleistungspegel mit den Messungen verglichen. Berücksichtigt wird in dem Beitrag ausschließlich der breitbandige Ventilatorerschall, keine etwaigen tonalen Komponenten.

2 Versuchsaufbau und Datengenerierung

Der untersuchte Ventilator ist ein typischer Niederdruckaxialventilator. Das Laufrad hat einen Außendurchmesser von $D_a = 299$ mm, ein Nabenverhältnis von $\nu = 0,45$ und sechs profilierte Schaufeln (Profil: NACA 4509). Ein Nachleitrad ist nicht vorhanden (Bild 1, das Rohrgehäuse ist demontiert). Die Drehzahl beträgt für alle Messungen $n = 3000$ 1/min, was einer Machzahl von 0,14 an der Schaufelspitze entspricht. Die mit den lokalen Werten der Sehnenlänge und der Relativgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung gebildete Reynoldszahl variiert von 118.000 an der Nabe bis 178.000 an der Schaufelspitze. Der Volumenstrom im optimalen Betriebspunkt des Ventilators – dem Punkt mit maximalem Wirkungsgrad – beträgt $\dot{V} = 0,590$ m³/s, was einer Volumenzahl von $\varphi = 4 \cdot \dot{V} / (\pi^2 D^3 n) = 0,179$ entspricht. Dieser Optimalpunkt wird für die meisten Messungen der vorliegenden Arbeit ausgewählt.

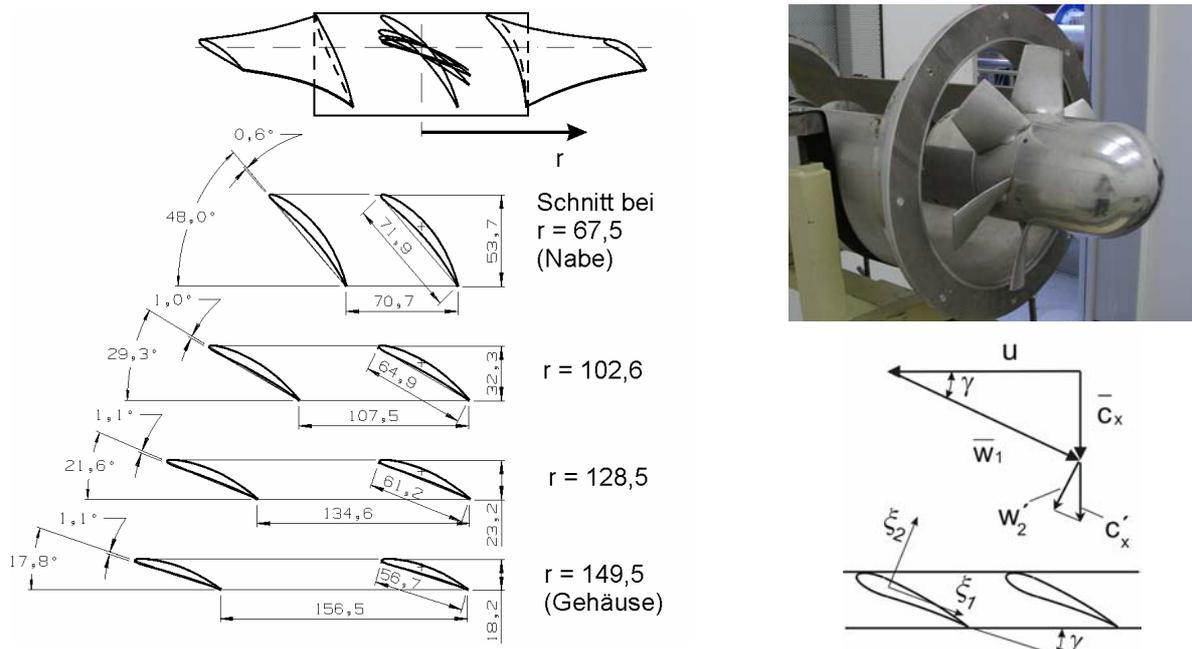


Bild 1: Untersuchter Ventilator; Links: Schaufelschnitte (Maße in mm); rechts unten: Geschwindigkeitsdreieck (Eintritt) und Größen im Schaufelgitter; radialer Spalt Schaufelspitze/Gehäuse: 0,5 mm

Der Versuchsventilator wird auf einem Kanalprüfstand mit reflexionsarmen Abschluss nach DIN ISO 5136 [1] untersucht. Der Messkanal besteht aus schallharten Stahlrohren mit einem Durchmesser von $D = 300$ mm, Bild 2. Die Einlaufdüse des Prüfstands saugt aus einem reflexionsarmen Raum an, hier nicht dargestellt, der die Anforderungen nach DIN 45635 [2] erfüllt. Der Volumenstrom kann über eine verstellbare Drossel am Ende des Prüfstands variiert werden. Das Ventilatorlaufrad ist stromabwärts unterschiedlicher turbulenzbeeinflussender Einbauten montiert, Tab. 1: Der zweischichtig aus einer Kombination aus Honeycomb (Wabenprofil) und stromabwärts angeordnetem Drahtgewebe aufgebaute Turbulenzschirm („Turbulence Control Screen“, TCS, s. Bild 3) erzeugt eine nahezu turbulenzfreie Zuströmung. Der halbkugelförmige Schirm kann an die Einlaufdüse des Kanalprüfstands angeflanscht werden. Die Absaugung der Gehäusegrenzschicht erfolgt unmittelbar vor dem Laufrad durch ein feines Ringgitter in der Gehäusewand. Damit kann die wandgenerierte Turbulenz deutlich reduziert werden. Schließlich kann ein grobes Rechteckprofilgitter zur Erzeugung höherer Turbulenzgrade in den Messkanal eingebaut werden.

Der Ausblas-Kanalschalleistungspegel wird nach DIN ISO 5136 [1] aus den Schalldruckmessungen eines stromabwärts des Ventilators im Messkanal angeordneten Kondensatormikrofons mit Turbulenzschirm berechnet. Der Freiansaug-Schalleistungspegel im reflexionsarmen Raum wird nach dem in DIN 45635 [2] beschriebenen Hüllflächenverfahren ermittelt.

Den Gesamtschalleistungspegel des Ventilators erhält man durch Addition der stromabwärts und stromaufwärts bestimmten Schalleistungspegel. Dabei beträgt die Auflösung der gemessenen Spektren $\Delta f = 3,125 \text{ Hz}$. Die Schalleistungsspektren werden in diesem Beitrag in Form von Schalleistungsdichtespektren (power spectral density, *PSD*) bzw. deren Pegel *PSDL* dargestellt. Der Referenzdruck beträgt $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$.

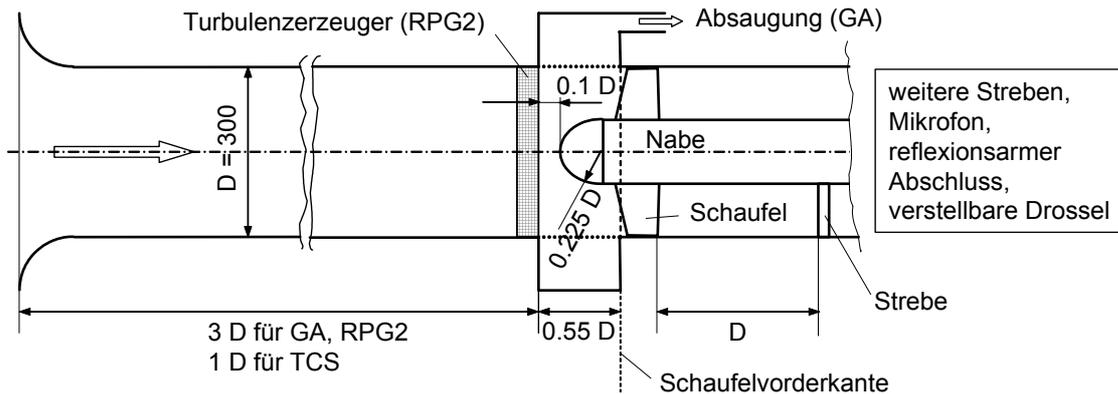


Bild 2: Versuchsaufbau (schematisch); Standard-Einlaufdüse (alternativ kann Turbulenzschirm TCS, s. Bild 3, montiert werden); stromabwärts angeordneter reflexionsarmer Abschluss und verstellbare Drossel sind nicht dargestellt

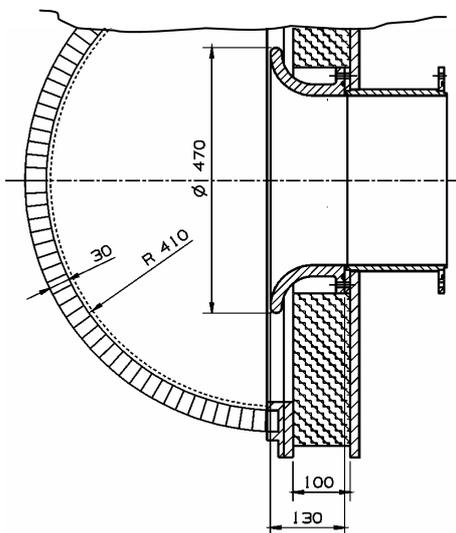
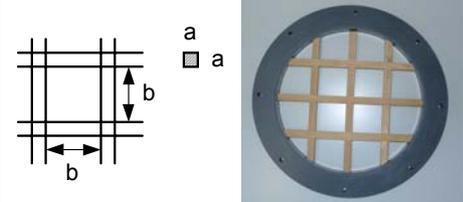


Bild 3: Turbulenzschirm (TCS): Abmessungen und Montage an der Standard-Einlaufdüse des Ventilatorprüfstandes (s. Bild 2)

Tabelle 1: Untersuchte Zuströmkonfigurationen

Bezeichnung	Zuströmkonfiguration	
TCS	Turbulenzschirm, keine Absaugung	
GA	Absaugung der Gehäusegrenzschicht (Absaugvolumenstrom: ca. 4 % des Gesamtvolumenstroms), freie Ansaugung über Standard-Einlaufdüse, kein Turbulenzschirm	
RPG2	grobes Rechteckprofilgitter, keine Absaugung, kein Turbulenzschirm, $a \times a = 15 \times 15 \text{ mm}$, $b \times b = 60 \times 60 \text{ mm}$	

Der lokale Turbulenzgrad in der Schaufelvorderkantenebene

$$Tu = \sqrt{c_x'^2} / \bar{c}_x \quad (1)$$

wird mit Hilfe einer radial und umfänglich verstellbaren 1-D-Hitzdrahtsonde gemessen, die senkrecht zur Hauptströmungsrichtung angeordnet ist ($\sqrt{c_x'^2}$ ist der Effektivwert der Geschwindigkeitsschwankungen und \bar{c}_x die gemittelte lokale Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung).

Da der Staffelungswinkel einer Schaufel des untersuchten Ventilators relativ klein ist, entspricht das turbulente Längenmaß in Richtung der Schaufelsehne ξ_1 (s. Bild 1, unten rechts) näherungsweise dem umfänglichen Längenmaß Λ_u im stationären Koordinatensystem. Zur Bestimmung dieses Parameters wird der Abstand $r\Phi$ zweier Hitzdrähte von 0 mm bis zu einem maximalen Wert (bei $\Phi = 54^\circ$) variiert. Dazu wird für jeden untersuchten Radius r eine Sonde horizontal (entsprechend $\Phi = 0^\circ$) eingestellt, während die zweite Sonde schrittweise gegen den Uhrzeigersinn verschoben wird. Für jede Position wird das Maximum der Korrelationskoeffizienten-Funktion $\rho_{xy}(\tau)$ (unter Verwendung der Matlab® Vers. 6.1-Routine *xcorr*) aus den zeitsynchron aufgenommenen Hitzdrahtsignalen bestimmt. Das umfängliche integrale Längenmaß der Turbulenz ergibt sich zu

$$\Lambda_u = \int_0^\infty \max(\rho_{xy}(\tau, r\Phi)) r d\Phi, \quad (2)$$

wobei " ∞ " aus praktischen Gründen durch den maximalen umfänglichen Abstand ($r \cdot 54^\circ$) ersetzt wird [4].

Bei allen Hitzdrahtmessungen wird der Versuchsventilator durch einen feststehenden unbe-schaufelten Nabenkörper ersetzt, der durch drei stromabwärts der Messebene angebrachte

Streben mit der Gehäusewand verbunden ist. Um den geforderten Volumenstrom bereit zu stellen, wird ein Axialventilator mit einem ausreichenden Abstand zum Hitzdraht weiter stromabwärts positioniert.

3 Statistisches akustisches Modell

Die hier verwendete Theorie für die Prognose des Ventilatorschalls beruht hauptsächlich auf frühen Veröffentlichungen von CURLE, DOAK und vor allem SHARLAND [5] sowie auf neueren Arbeiten von MORFEY [6] und KÖLTZSCH [7,8]; sie ist in [9] zusammengefasst dargestellt, so wie sie in der vorliegenden Arbeit angewendet wird. Grundsätzlich wird jede Schaufel als ebene Platte angenommen, die unabhängig Schall in ein Rohr aufgrund einer instationären Kraft auf der Platte abstrahlt. Die spektrale Schalleistungsdichte PSD_W wird in Abhängigkeit instationärer Druckschwankungen auf der Schaufel und der zugehörigen Korrelationsfläche A_c angegeben (d.h. der Dipolmechanismus des Ventilatorschalls wird modelliert).

Für die spektrale Schalleistungsdichte ergibt sich

$$PSD_W = \frac{\pi}{4} \frac{z}{\rho c_0^2} \frac{1}{r_a (1-\nu^2)^2} f \iint_A PSD_{sp} A_c(\xi_1, \xi_3) d\xi_1 d\xi_3, \quad (3)$$

mit der Schaufelzahl z und dem Nabenverhältnis $\nu = r_i/r_a$. Die Korrelationsfläche wird durch SHARLAND's Beziehung $A_c = w_1^2/(2\pi f)^2$ mit der Relativgeschwindigkeit w_1 in Richtung der Schaufelsehne ξ_1 mit Hilfe des Geschwindigkeitsdreiecks nach Bild 1 (u.r.) abgeschätzt¹. Die spektrale Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen PSD_{sp} wird für jeden Geräuschmechanismus unter Verwendung empirischer Daten modelliert (hier die Schaufelumströmungsmechanismen (i) „Turbulente Grenzschicht auf der Schaufeloberfläche“ und (ii) „Hinterkantenströmung“ sowie der Mechanismus (iii) „Zuströmturbulenz“). Für den Mechanismus „Zuströmturbulenz“ erhält man

$$PSD_{sp} = \frac{1}{4} (0.9\pi)^2 \rho^2 w_1^2 E_{\xi_2}. \quad (4)$$

E_{ξ_2} bezeichnet die spektrale Energiedichte der Geschwindigkeitsschwankungen in ξ_2 -Richtung (d.h. senkrecht zur Schaufelsehne, Bild 1), die in Abhängigkeit von Parametern wie der Strömungsgeschwindigkeit c_x der Zuströmung, dem umfänglichen Längenmaß der Turbulenz A_u , der Strouhalzahl $Sr_A = fA_u/c_x$ und dem Turbulenzgrad Tu der Zuströmung ange-

¹ Es ist zumindest fraglich, ob SHARLANDS's Abschätzung der Korrelationsfläche, die als unabhängig von den Zuströmparametern angenommen wird, nicht dahingehend modifiziert werden sollte, dass die konvektierte Turbulenz mit berücksichtigt wird.

geben werden kann. Diese Parameter können durch Hitzdrahtmessungen bestimmt und in Gl. (4) für die Berechnung der spektralen Leistungsdichte der Wanddruckschwankungen eingesetzt werden. Für die Berechnungen in dieser Arbeit wird das Integral in Gl. (3) durch eine Summation von neun Schaufelschnitten von Nabe bis Schaufelspitze angenähert.

4 Ergebnisse

4.1 Statistische Eigenschaften der turbulenten Zuströmung

Bild 4 (links: TCS, rechts: GA) und die linke Spalte von Bild 5 (RPG2) zeigen Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen in Form von Farbkonturplots der *lokalen* Strömungsgeschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung c_x (obere Zeile), des *lokalen* Turbulenzgrades Tu (mittlere Zeile) und des *lokalen* Maximums des Kreuzkorrelationskoeffizienten ρ_{xy} (untere Zeile) in der Schaufelvorderkantenebene für die untersuchten Zuströmkonfigurationen. Die verschiedenen Maßnahmen und Einbauten haben einen deutlichen Einfluss auf alle Zuströmparameter: c_x ist nahezu konstant für den Fall der Grenzschichtabsaugung GA (kein Grenzschichtprofil an der Gehäusewand aufgrund der Absaugströmung) und extrem ungleichförmig bei Einbau des Rechteckprofilgitters RPG2 aufgrund der deutlichen Strömungsbeeinflussung durch die Streben. Während hinter den Freiräumen zwischen den Streben relativ hohe lokale Strömungsgeschwindigkeiten („jets“) in Verbindung mit vergleichsweise niedrigen lokalen Turbulenzgraden auftreten, werden hinter den Streben niedrige Geschwindigkeiten („wakes“) und hohe Turbulenzgrade gemessen. Die beiden anderen Anordnungen (TCS, GA) produzieren sehr niedrige Turbulenzgrade. Obwohl der Turbulenzschirm die gleichmäßigste Verteilung fast über den gesamten Messquerschnitt erzielt, wird durch die Gehäusegrenzschicht Turbulenz erzeugt. Das ist nicht der Fall bei eingeschalteter Grenzschichtabsaugung. RPG2 produziert mit Turbulenzgraden von etwa 20 % Werte, die durchschnittlich eine Größenordnung über den Turbulenzgraden der Konfigurationen TCS und GA liegen. Bei montiertem Turbulenzschirm können größere Regionen relativ hoher Korrelationen (d.h. $\rho_{xy} \rightarrow 1$) festgestellt werden als für die Anordnungen GA und RPG2.

In der rechten Spalte von Bild 5 sind für alle untersuchten Radien die *umfänglich gemittelten* Werte der Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung c_x , des Turbulenzgrades Tu und das aus den Korrelationskoeffizienten ρ_{xy} nach Gl. (2) ermittelte umfängliche Längenmaß L_v dargestellt. Die umfänglich gemittelten Turbulenzgrade schwanken für RPG2 zwischen 16 und 22 %. Die Montage des Turbulenzschirms (TCS) an die Einlaufdüse des Prüfstands führt zu sehr niedrigen lokalen Turbulenzgraden von 0,4 % im Kanalbereich von $r = 80$ mm bis $r = 130$ mm, erst im Bereich der Gehäusewand steigt der Turbulenzgrad auf 8 % an. Die Absau-

gung der Gehäusegrenzschicht reduziert den Turbulenzgrad in Wandnähe auf etwa 5 %, hebt das Niveau im mittleren Strömungsquerschnitt leicht und in der Nähe des Nabenkörpers deutlich auf 9 % an. Die turbulenten Längenmaße scheinen mit steigendem Turbulenzgrad kleiner zu werden. Die größten Werte des umfanglichen Längenmaßes mit $\Lambda_u = 40$ mm treten bei einer radialen Position von $r = 130$ mm beim Turbulenzschirm auf. Die drei dargestellten Parameter c_x , Tu und Λ_u werden als Eingangsgrößen der neun Schaufelschnitte in das akustische Modell verwendet.

4.2 Schalleistung des Ventilators

In Bild 6 ist ein Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Gesamtschalleistungspiegeln dargestellt. Dabei ist φ die Volumenzahl des Ventilators. Für die Ermittlung des gemessenen Gesamtpegels wurden die drehtonbezogenen tonalen Schallanteile aus den zugrunde liegenden Spektren entfernt, weil im verwendeten akustischen Modell nur breitbandige Geräuschmechanismen berücksichtigt werden. Betriebspunkte des Ventilators kleiner als $\varphi = 0,17$ sollten nicht betrachtet werden, weil in diesem Bereich der Ventilatorlärm vom Geräuschmechanismus „Strömungsablösung“ dominiert wird, der im akustischen Modell nicht berücksichtigt wird. Es ist bemerkenswert, wie stark der Betriebsbereich des Ventilators – also der „gesunde“ Strömungsbereich ($\varphi > 0,17$) – von der Zuströmturbulenz beeinflusst wird. Der Turbulenzschirm erzielt die niedrigsten Gesamtschalleistungspiegel, die mehr oder weniger als das reine Eigengeräusch der Schaufelumströmung angesehen werden können. Tendenzen werden gut prognostiziert. Je höher der Turbulenzgrad, desto besser ist die quantitative Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung. Offensichtlich ist die Vorhersage der Schaufelumströmungsmechanismen schwieriger als die des Mechanismus „Zuströmturbulenz“.

In Bild 7 sind berechnete und gemessene Schalleistungsspektren für $\varphi = 0,179$ dargestellt. Verglichen mit GA und RPG2, produziert der Turbulenzschirm (TCS) einen deutlich weniger ausgeprägten Drehton. Andererseits reduziert die Grenzschichtabsaugung (GA) die breitbandigen Pegel zwischen 1 und 5 kHz deutlich. Das Rechteckprofilgitter (RPG2) führt zu einer Pegelanhebung im Frequenzbereich bis 1 kHz. Die vorhergesagten Spektren stimmen befriedigend mit den gemessenen überein. Es ist zu beachten, dass in dem verwendeten akustischen Modell so genannte akustische Kompaktheit vorausgesetzt wird, d.h. die Schaufelsehnenlänge sollte deutlich kleiner als die Wellenlänge des abgestrahlten Schalls sein ($l \ll \lambda$, $\lambda = c_0 / f$). Deshalb ist - bei strikter Beachtung dieser Beziehung - ein Vergleich zwischen Rechnung und Messung nur im Frequenzbereich bis etwa 1,5 kHz gültig.

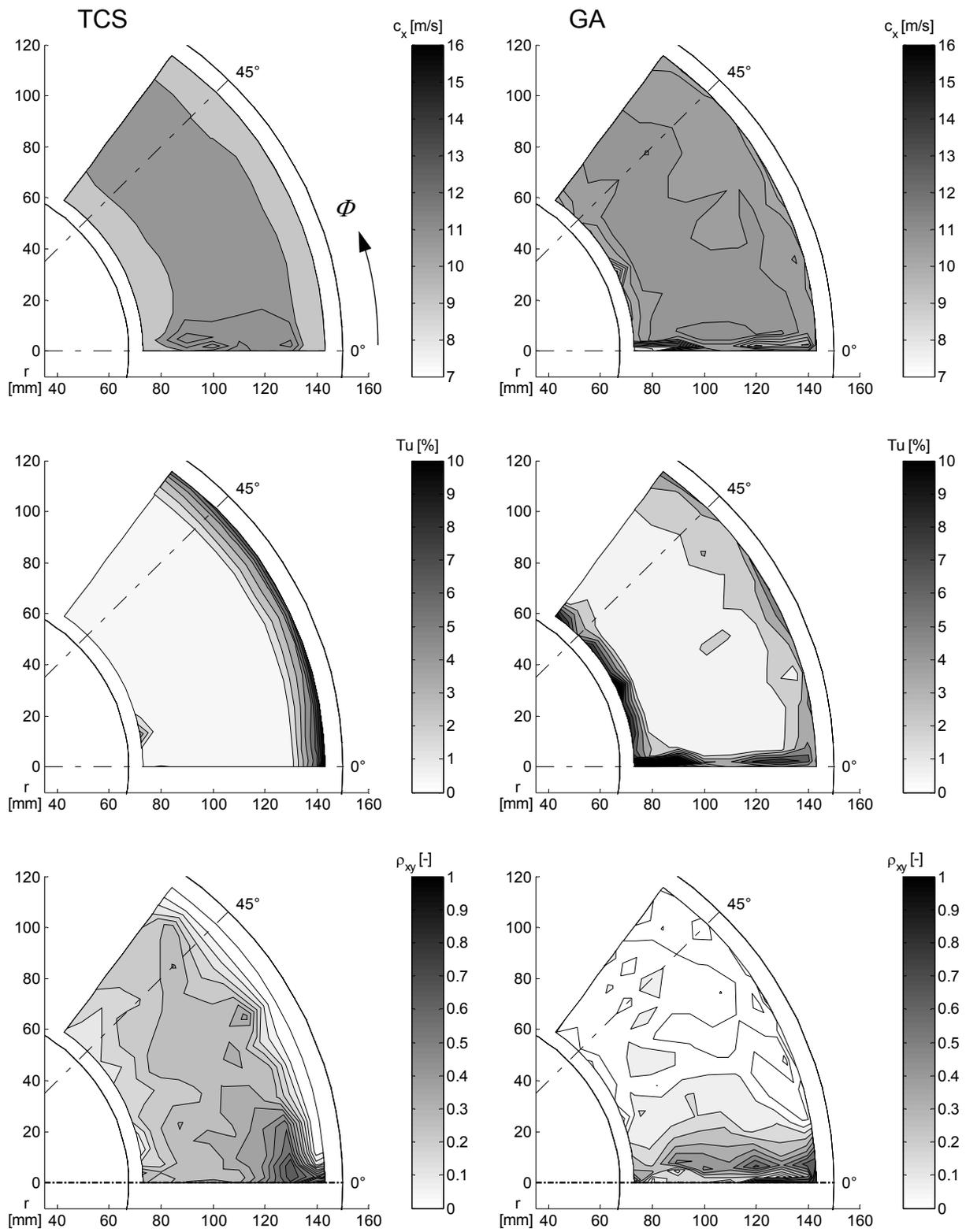


Bild 4: Gemessene lokale Strömungsgeschwindigkeit c_x (oben), lokaler Turbulenzgrad Tu (Mitte) und lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten ρ_{xy} (unten) für die Konfigurationen TCS (links) und GA (rechts); $\varphi = 0,179$

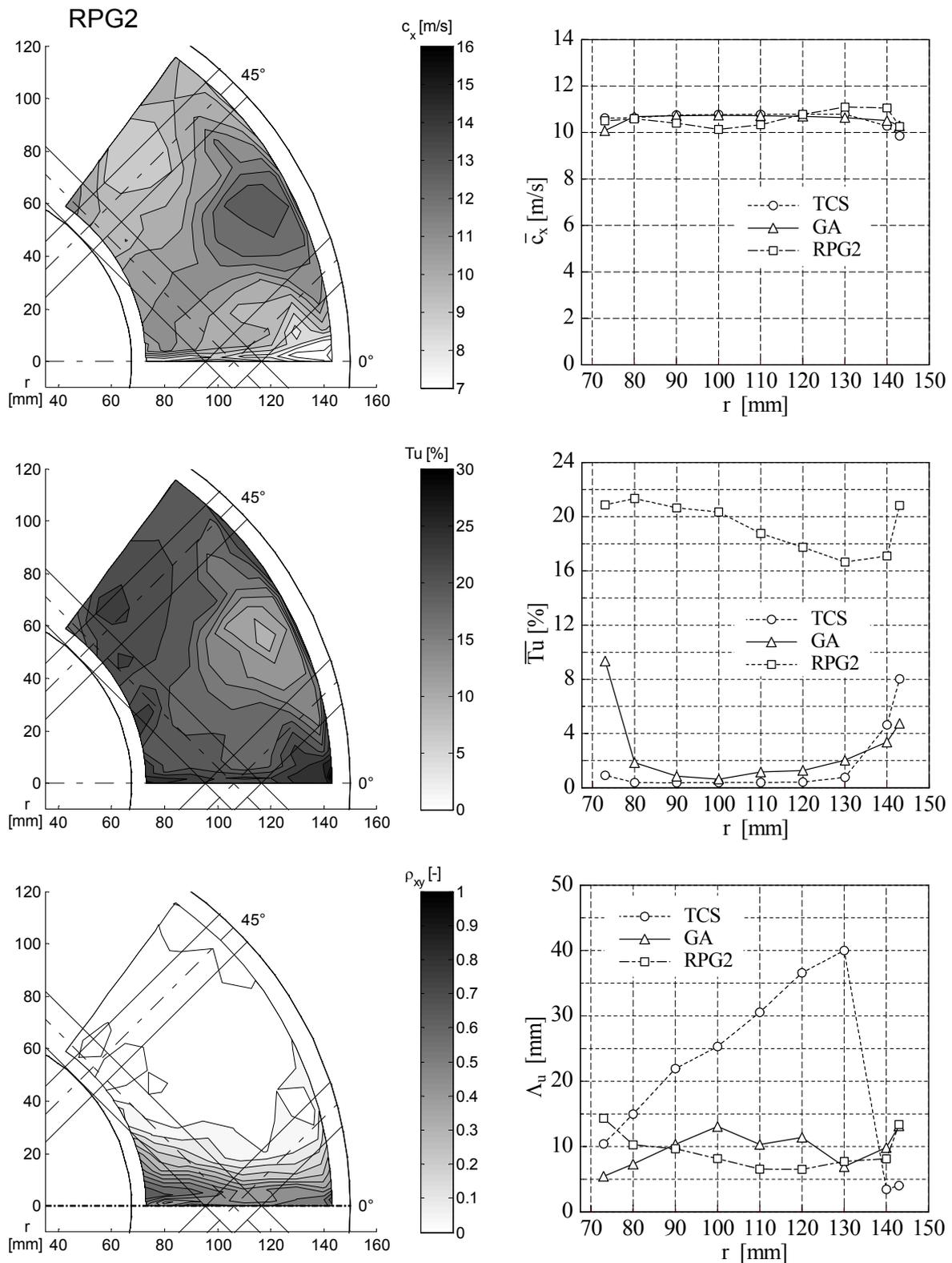


Bild 5: Links: gemessene lokale Strömungsgeschwindigkeit c_x (oben), lokaler Turbulenzgrad Tu (Mitte) und lokales Maximum des Korrelationskoeffizienten ρ_{xy} (unten) für RPG2; rechts: umfanglich gemittelte Werte für c_x , Tu und umfangliches Längenmaß Λ_u (s. Gl. (2)) für unterschiedliche Radien (Schaufelvorderkantenebene); $\varphi = 0,179$

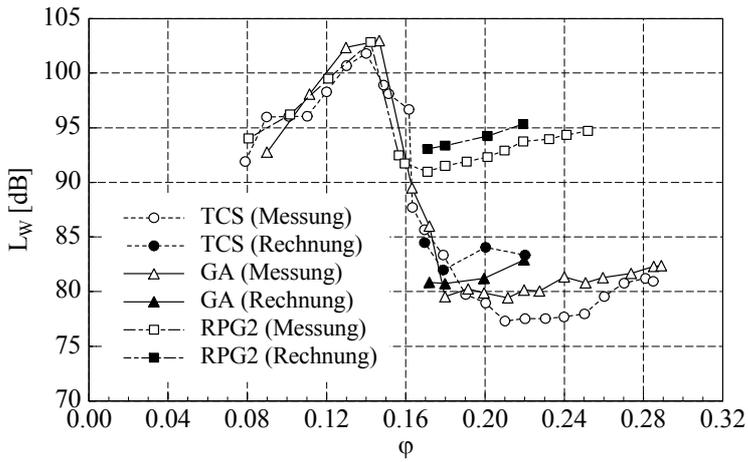


Bild 6: Vergleich zwischen gemessener akustischer Kennlinie (drehtonbezogene Töne wurden entfernt) und Berechnung für die untersuchten Zuströmkonfigurationen

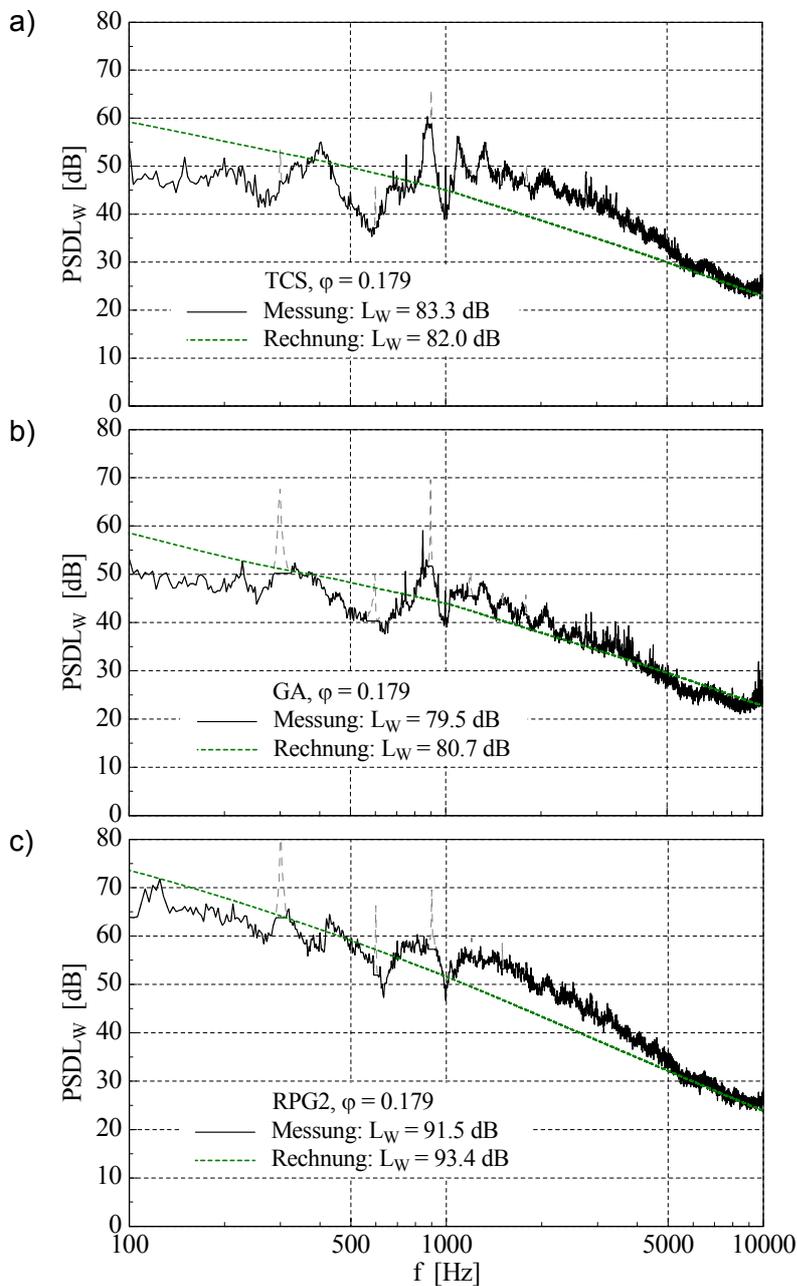


Bild 7: Vergleich zwischen gemessenem Spektrum und Berechnung für die untersuchten Zuströmkonfigurationen:
 a) TCS
 b) GA
 c) RPG2
 ($\varphi = 0,179$; gestrichelt dargestellte drehtonbezogene Töne wurden entfernt)

5 Schlussfolgerung

In der vorliegenden Arbeit wird das breitbandige Ventilatorgeräusch aufgrund des Geräuschmechanismus „Interaktion der Ventilatorschaufeln mit der Zuströmturbulenz“ experimentell untersucht. Für unterschiedliche Zuströmkonfigurationen wird die Schallabstrahlung auf der Grundlage gemessener Turbulenzparameter prognostiziert. Durch einen sorgfältig konstruierten halbkugelförmigen Turbulenzschirm, der an die Einlaufdüse des Kanalprüfstands angeflanscht wird, werden sehr niedrige Turbulenzgrade und die niedrigsten Gesamtschallleistungspegel ohne ausgeprägte tonale Komponenten im Schallspektrum erreicht. Damit ist hier der Geräuschmechanismus „Zuströmturbulenz“ nahezu ausgeschaltet. Die Absaugung der Gehäusegrenzschicht unmittelbar vor dem Ventilatorlaufrad führt zu einer deutlichen Verminderung der wandgenerierten Turbulenz und zu Schallpegelreduktionen im mittleren Frequenzbereich von 1000 bis 5000 Hz. Durch die verschiedenen untersuchten Einbauten und Maßnahmen kann die Zuströmung zum Ventilator gezielt beeinflusst werden. Dadurch sind Rückschlüsse auf die Einzelschallquellen „Zuströmturbulenz“ und „gehäusenaher Grenzschicht“ möglich. In [10] wird gezeigt, dass durch eine Kombination aus beiden Maßnahmen (TCS+GA) eine optimale Zuströmung zum Ventilator verbunden mit den niedrigsten Gesamtschallleistungspegeln erreicht werden kann. Das grobe Rechteckprofilgitter produziert eine hochturbulente Zuströmung zum Ventilator und führt zu den höchsten Schallleistungspegeln.

Die - unter Verwendung der gemessenen Turbulenzparameter - vorherberechneten spektralen Verläufe sowie die Gesamtschallleistungspegel stimmen bei allen untersuchten Zuströmkonfigurationen befriedigend mit den Messungen überein. Abweichungen zwischen Rechnung und Messung können aus Vereinfachungen und Annahmen des verwendeten akustischen Modells resultieren. Außerdem beruht das Modell auf generalisierten Ausgleichspolynomen empirischer Daten, was eine weitere Fehlerquelle darstellt. Wenn das verwendete statistische Modell zur Vorherberechnung des breitbandigen Ventilatorschalls auch die Details des schmalbandigen Spektrums nicht vorhersagen kann, so liefert es doch nützliche Aussagen über den prinzipiellen Verlauf der Spektren in Abhängigkeit wichtiger Zuströmparameter.

6 Danksagung

Ein Teil der durchgeführten Untersuchungen wurde im Rahmen des FLT-Forschungsvorhabens „Berechnung des breitbandigen aeroakustischen Geräuschspektrums von Axialventilatorlaufrädern aus Stromfeldgrößen“ durchgeführt und aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) unter der Nummer 12379 N/1 gefördert. Ich danke für die finanzielle Unterstützung.

7 Literaturverzeichnis

- [1] DIN ISO 5136: Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlte Schalleistung. Deutsche Norm, Berlin, 2000
- [2] DIN 45635: Geräuschmessung an Maschinen, Luftschallemission, Hüllflächen-, Hallraum- und Kanalverfahren Ventilatoren. Deutsche Norm, Berlin, 1986
- [3] Scoles, J., Ollerhead, J.B.: An Experimental Study of the Effects of an Inlet Flow Conditioner on the Noise of a Low Speed Axial Flow Fan, National Gas Turbine Establishment, Report No. AT/2170/049/XR, University of Technology, Loughborough, 1981
- [4] Smol'yakov A.V.; Tkachenko V.M.: The Measurement of Turbulent Fluctuations, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1983
- [5] Sharland, I.J.: Sources of Noise in Axial Flow Fans, JSV 1, pp. 302-322, 1964
- [6] Morfey, C.L.: The Acoustics of Axial Flow Machines, JSV 22, pp. 445-466, 1972
- [7] Költzsch, P., Gruhl, S., Biehn, K.: Berechnung der Schalleistung von axialen Strömungsmaschinen, Freiburger Forschungshefte A 721, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1986
- [8] Költzsch, P.: Beitrag zur Berechnung des Wirbellärms von Axialventilatoren, Hrsg. Bommers; Fricke; Klaes: Vulkan-Verlag Essen, 1994
- [9] Schneider, M., Carolus, Th.: Calculation of Broadband Fan Noise due to Inflow Turbulence employing Noise Prediction Models, Fan Noise 2003, Senlis, 2003
- [10] Schneider, M.: Der Einfluss der Zuströmbedingung auf das breitbandige Geräusch eines Axialventilators, Dr.-Ing. Dissertation Universität Siegen, 2005