

Experimentelle Untersuchung der Schallabstrahlung von Querstromreibungsventilatoren

Andreas Renz, Stefan Becker

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik,
91058 Erlangen, E-Mail: rn@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Die Kühlung von elektronischen Geräten ist durch die stetig steigende Leistungsfähigkeit der verbauten Komponenten und dem Kundenwunsch nach möglichst kompakten und flachen Geräten eine Herausforderung. Ist eine passive Kühlung nicht möglich, werden meist Axial- oder Radialventilatoren eingesetzt, um die Konvektion und damit den Wärmestrom an den betroffenen Bauteilen zu steigern. Der Einsatz solcher Ventilatoren hat allerdings zwei Nachteile. Die axiale Ansaugrichtung dieser Turbomaschinen zwingt zu Kompromissen bei der Einbaulage. Des Weiteren ist die teilweise stark tonale Schallabstrahlung der Ventilatoren besonders im Consumer-Bereich problematisch.

Im Folgenden werden die Ergebnisse einer strömungsmechanischen und akustischen Untersuchung eines völlig anders gearteten Ventilatorenkonzepts vorgestellt, bei welchem mit Hilfe eines Pakets rotierender Scheiben ein Volumenstrom erzeugt wird. Dieser sogenannte Querstromreibungsventilator zeichnet sich durch seine tangential-radiale Ansaug- und Abströmrichtung aus, die den Einbau in sehr flache und kompakte Geräte erlaubt. Des Weiteren hat das Konzept sehr vorteilhafte akustische Eigenschaften, da die rotierenden Scheiben keine umlaufend akustischen Druckschwankungen erzeugen, welche bei Turbomaschinen für starke tonale Komponenten im abgestrahlten Schallspektrum verantwortlich sind.

Konzept des Reibungsventilators

Der Reibungsventilator besteht aus mehreren kreisrunden Scheiben, welche parallel zueinander, in definiertem Abstand Δs auf einer Welle angeordnet sind (Abb. 1).

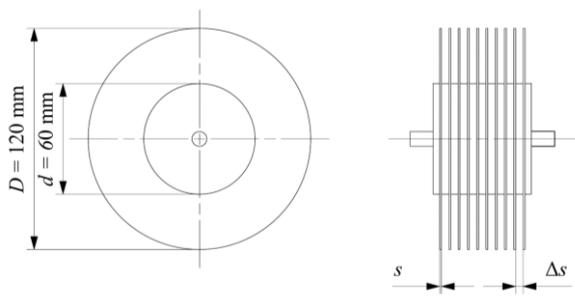


Abbildung 1: Geometrie der Rotorvarianten. Die Varianten unterscheiden sich in Scheibenabstand Δs , Scheibendicke s und Scheibenzahl n_{sch} .

Der Reibungsventilator wird von einem Motor (nicht dargestellt) angetrieben und rotiert quer zur Hauptströmungsrichtung des geförderten Fluids in einer Strömungsumlenkung. In Abb. 2 ist eine mögliche Anordnung eines Reibungsventilators in einer

Teilschnittansicht dargestellt. Die parallel verlaufenden Kanäle sind durch eine Wandung getrennt, die im Bereich des Rotors in ein berührungsloses Dichtelement übergeht. Die rotierenden Scheiben in der Strömungsumlenkung induzieren durch die Grenzschichtreibung zwischen Scheiben und Fluid eine Strömung im Ein- und Auslasskanal [1]. Das Wirkprinzip unterscheidet sich völlig von klassischen Turbomaschinen, wie Axial- und Radialventilatoren, welche mit Hilfe eines beschauften Laufrades eine Drehimpulsänderung des Fluids bewirken und so Energie ans Fluid übertragen.

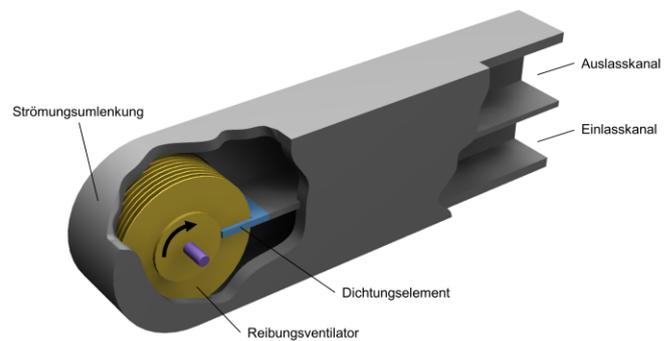


Abbildung 2: Mögliche Anordnung eines Reibungsventilators in Teilschnittansicht.

Das Konzept eines Reibungsventilators bietet zwei entscheidende Vorteile gegenüber klassischen Ventilatoranordnungen. Axial- und Radialventilatoren haben eine axiale Ansaugrichtung, die zu Kompromissen in ihrer Einbaulage führt. Ein Reibungsventilator besitzt hingegen eine radial-tangentiale An- bzw. Abströmrichtung und ist dadurch für sehr flache Einbaupositionen geeignet. Des Weiteren führt die rotationssymmetrische Geometrie des Rotors dazu, dass im Betrieb kein periodisch umlaufendes Druckfeld am Rotor selbst entsteht und dadurch das abgestrahlte Schallfeld und im Speziellen die tonalen Anteile im Spektrum, sehr gering sind.

Experimentelle Untersuchung

Eine Untersuchung an verschiedenen Rotor- und Kanalvarianten des Reibungsventilators wurden durchgeführt, um aerodynamische Kenndaten (Kennlinie und Wirkungsgrad), das Geschwindigkeitsfeld um den Rotor und die strömungsakustischen Eigenschaften dieser Art von Ventilator zu erkunden. Im Folgenden ist ein Teil dieser Ergebnisse dargestellt.

Die Untersuchungen am Reibungsventilator wurden an einem Prüfstand durchgeführt, mit dem sowohl der Druckaufbau Δp und Volumenstrom \dot{V} in den Kanälen, das an den Rotor übertragene Drehmoment M als auch das auslassseitige Geschwindigkeitsfeld mittels Laser Doppler Anemometrie (LDA) gemessen werden konnte. Des

Weiteren ist der Prüfstand so konstruiert, dass Komponenten wie Antrieb und Rotorlager möglichst wenig Störgeräusche verursachen, um präzise die Strömungsakustik der Reibungsventilatoren messen zu können. Der schematisch in Abb. 3 dargestellte Aufbau des Prüfstands wurde in Anlehnung an die Norm ISO 5801 [2] konstruiert.

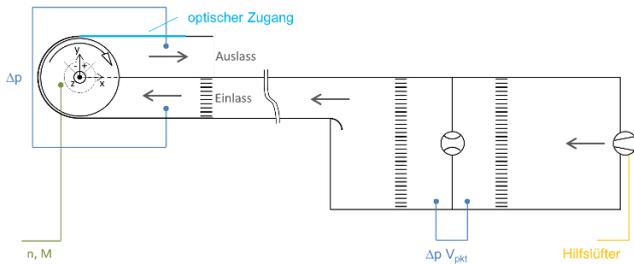


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Prüfstands. Links die Messtrecke mit optischem Zugang, rechts der Prüfstandsaufbau zur Justierung des Volumenstroms \dot{V} .

Es werden im Folgenden die Ergebnisse zweier Rotorvarianten in Kombination mit zwei Kanalvarianten dargestellt. Die vermessenen Rotoren 4.60 und 2.60 haben jeweils einen Scheibendurchmesser von $D = 120 \text{ mm}$ und einen Nabendurchmesser von $d = 60 \text{ mm}$ (siehe Abb. 1).

Tabelle 1: Geometriedaten der beiden untersuchten Rotoren bezogen auf Abbildung 1.

Geometrie-Parameter	Rotoren	
	Rotor 4.60	Rotor 2.60
Scheibenabstand Δs	4 mm	2 mm
Scheibendicke s	1 mm	0,5 mm
Scheibenzahl n_{sch}	10	19

Der Unterschied zwischen den Rotoren besteht in der Scheibendicke s , -anzahl n_{sch} und des Scheibenabstands Δs (siehe Tabelle 1). Die Geometrieparameter wurden dabei so gewählt, dass beide Rotoren dieselbe Breite und durchströmte Querschnittsfläche ausweisen.

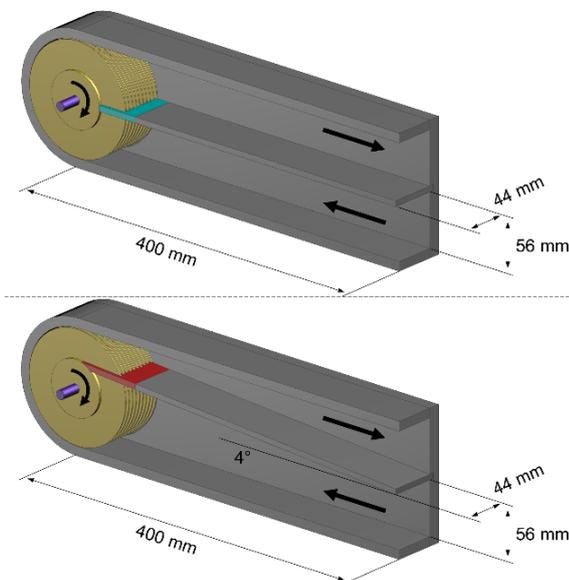


Abbildung 4: Grundabmessungen des Standardkanals (oben) und des modifizierten Kanals (unten) mit veränderter Dichtelementposition und Kanalform.

Der vermessene Standardkanal (siehe Abb. 4) weist symmetrische Ein- und Auslasskanäle und eine Dichtelementposition auf, die radial zur Rotorachse zeigt. Der sogenannte modifizierte Kanal weist hingegen eine Dichtelementposition auf, bei der das Dichtelement tangential zur der Nabe ausgerichtet ist und der Auslasskanal entsprechend angepasst ist und einem Diffusor gleicht. Die beiden Kanäle sind in Abbildung 4 mit ihren Grundabmessungen dargestellt. Der Dichtspalt der berührungslosen Dichtelemente beträgt bei allen Varianten umlaufend $0,5 \text{ mm}$.

Kennlinien und Wirkungsgrade

In Abb. 5 sind die dargestellten Kennlinien der vier Varianten für Rotordrehzahlen von 2000 rpm, 3000 rpm und 4000 rpm dargestellt.

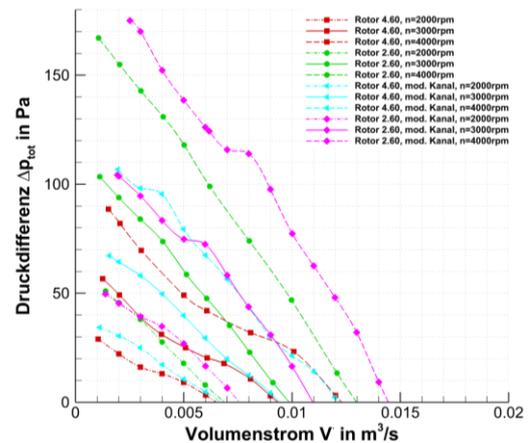


Abbildung 5: Kennlinien der vier Varianten.

Die Kennlinien zeigen ein Verhalten des Reibungsventilators, welches dem von klassischen Turbomaschinen ähnelt. Eine Steigerung der Drehzahl bewirkt eine Steigerung der Druckdifferenz Δp und eine Verbreiterung des Arbeitsbereichs. Der Verlauf der Kennlinien ist insgesamt betrachtet, als recht linear zu bezeichnen. Rotor 2.60 zeigt speziell bei niedrigen Volumenströmen einen deutlich größeren Drucksprung als Rotor 4.60. Die modifizierte Kanalgeometrie wirkt sich bei beiden Varianten ebenfalls positiv auf den Kennlinienverlauf aus.

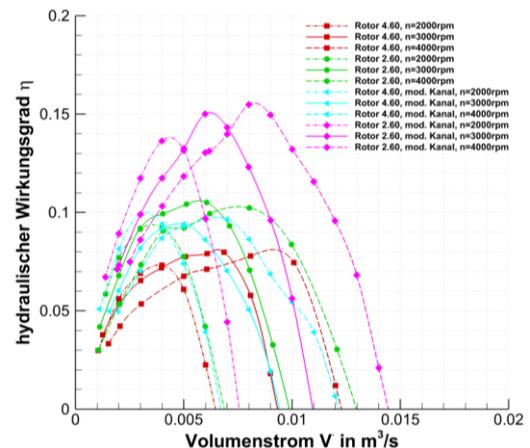


Abbildung 6: hydraulische Wirkungsgrade der Varianten.

Die Wirkungsgrade der Reibungsventilatoren sind insgesamt als niedrig zu bezeichnen. Der Rotor 4.60 weist mit

Standardkanal einen maximalen Wirkungsgrad $\eta = 8\%$ und mit modifiziertem Kanal von $\eta = 10\%$ auf. Die gemessenen Wirkungsgrade des Rotor 2.60 sind insgesamt höher, wobei mit Standardkanal $\eta = 10\%$ und mit modifiziertem Kanal maximal $\eta = 15\%$ erreicht werden. Die in Abb. 6 dargestellten Ergebnisse zeigen außerdem, dass die Wirkungsgrade sich für verschiedenen Drehzahl nur geringfügig unterscheiden. Die Messungen zeigen insgesamt, dass sich eine Verringerung des Scheibenabstand Δs und der Scheibendicke s , also eine Erhöhung der im Eingriff befindlichen Reibfläche sowie die Modifikation der Kanalgeometrie positiv Kennlinie und Wirkungsgrad auswirken. Die erzielten Ergebnisse für die Kennlinienmessungen für andere Reibungsventilatorenkonfigurationen mit Hilfe von numerischen Simulationsverfahren [3] nachgebildet werden.

Messungen des Geschwindigkeitsfeldes

Mit Hilfe eines LDA-Systems der Firma DANTEC DYNAMICS (Type: Fiberflow) wurde das auslassseitige Geschwindigkeitsfeld der vier Varianten durch einen optischen Zugang an der Kanaldecke (siehe Abb. 3) gemessen. Ziel war es hierbei Bereiche zu finden, in denen vermehrt verlustbehaftete Strömungen auftreten, die zum geringen Wirkungsgrad der vermessenen Varianten führen könnten bzw. Bereiche potenzieller akustischer Quellen zu visualisieren. Die in den Abb. 7, 8 und 9 dargestellten Messergebnisse wurde bei $n = 3000 \text{ rpm}$ und im jeweiligen Bestpunkt mittig im auslassseitigen Kanal gemessen.

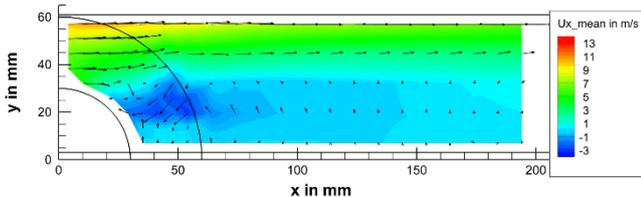


Abbildung 7: Zeitlich gemittelte Strömungsgeschwindigkeit \bar{u}_{xy} (Pfeile) und \bar{u}_x (Kontur) des auslassseitigen Geschwindigkeitsfeldes des Rotors 4.60 bei einem Volumenstrom von $\dot{V} = 6,5 \text{ l/s}$.

Die Messergebnisse des Rotors 4.60 im Standardkanal zeigen eine Schichtung des Geschwindigkeitsfeldes. Das aus dem Rotor austretende Fluid wird Richtung Kanaldecke gedrängt und strömt dort mit vergleichsweise hoher Geschwindigkeit Richtung Auslass. Die Strömung in den unteren zwei Drittel des Auslasskanals ruht dagegen nahezu. Im Nachlauf der Nabe bildet sich eine Art Rezirkulationsgebiet mit leichter Rückströmung.

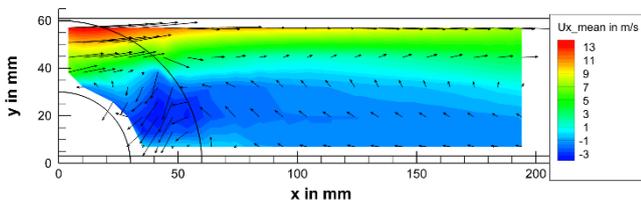


Abbildung 8: Zeitlich gemittelte Strömungsgeschwindigkeit \bar{u}_{xy} (Pfeile) und \bar{u}_x (Kontur) des auslassseitigen Geschwindigkeitsfeldes des Rotors 2.60 bei einem Volumenstrom von $\dot{V} = 6 \text{ l/s}$.

Die Ergebnisse für den Rotor 2.60 zeigen ähnliche Ergebnisse, jedoch mit einer noch stärkeren Schichtung des Geschwindigkeitsfeldes. Das Fluid tritt mit höherer Geschwindigkeit aus dem Rotor aus, die Strömung wird stärker eingeschnürt und im unteren Bereich des Auslasskanals tritt Rückströmung in Richtung der Nabe auf. Das Rezirkulationsgebiet ist ebenfalls stärker ausgeprägt. Insgesamt scheint die Strömung verlustbehafteter als beim Rotor 4.60, was schließen lässt, dass die Wirkungsgradsteigerung in diesem Fall auf die Verringerung des Scheibenabstands zurückzuführen ist.

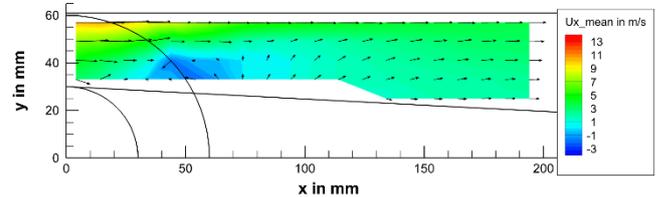


Abbildung 9: Zeitlich gemittelte Strömungsgeschwindigkeit \bar{u}_{xy} (Pfeile) und \bar{u}_x (Kontur) des auslassseitigen Geschwindigkeitsfeldes des Rotors 4.60 mit mod. Kanal bei einem Volumenstrom von $\dot{V} = 5 \text{ l/s}$.

Die Strömung im modifizierten Kanal ist insgesamt deutlich gleichmäßig (siehe Abb. 9). Die geänderte Auslassgeometrie verhindert die Schichtung des Geschwindigkeitsfeldes und verringert das Rezirkulationsgebiet stark. Die Wirkungsgradsteigerung lässt sich direkt auf die bessere Strömungsführung zurückführen.

Akustisch betrachtet sind die Rezirkulationsgebiete von Interesse, da hier großskalige Strukturen ablösen können, die als akustische Quellen in Frage kommen.

Strömungsakustik

Die Schallentstehung an Reibungsventilatoren unterscheidet sich grundlegend von den Schallentstehungsmechanismen an klassischen Turbomaschinen [4]. Ein umlaufendes Druckfeld durch ein rotierendes, beschauftes Laufrad ist bei Reibungsventilatoren nicht gegeben. Des Weiteren können Phänomene des Tragflügelärms, die zur Beschreibung von Ventilatorenlärm herangezogen werden, nur bedingt auf die rotierende Scheiben übertragen werden. Potenzielle akustische Quellen am Reibungsventilator sind die turbulente Grenzschicht zwischen den Scheiben und die Fortsetzung dieser turbulenten Strukturen im Nachlauf des Rotors. Als weitere akustische Quelle ist, wie oben genannt, die Nachlaufströmung der Nabe in Betracht zu ziehen.

Zur Messung der Strömungsakustik der vier Varianten wurde der in Abb. 3 dargestellte Messaufbau modifiziert und in einen reflexionsarmen Messraum integriert. Die Messstrecke wurde im Messraum platziert, wogegen der Prüfstands Aufbau zur Justierung des Volumenstroms außerhalb aufgestellt wurde. Dadurch kann die Beeinflussung der Schallmessung durch störende Betriebsgeräusche des Hilfslüfters vermieden werden.

Die akustischen Kennlinien der vier Varianten sind für drei Drehzahlen in Abb. 10 dargestellt. Der Gesamtschalldruckpegel L_p steigt mit zunehmender Drehzahl n an. Über die verschiedenen Volumenströme ist dieser jedoch recht konstant. Lediglich bei stark gedrosselten Zuständen kommt

es, mit Ausnahme der Variante Rotor 4.60 mit Standardkanal, zu einer Zunahme des Gesamtschalldruckpegel L_p .

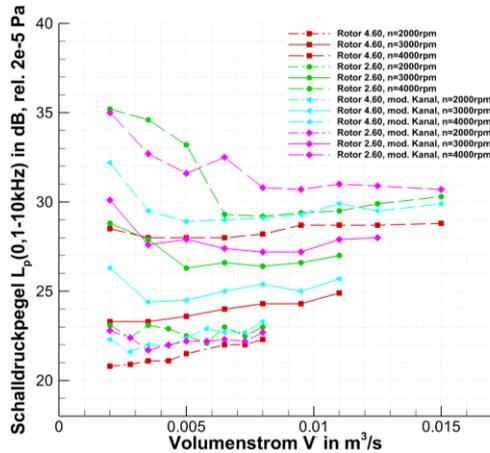


Abbildung 10: Akustische Kennlinie der vier Varianten.

In Abb. 11 ist das Schalldruckspektrum des Rotors 2.60 für verschiedene Volumenströme bei einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ rpm}$ dargestellt. Wie erwartet ist der Schalldruckpegel L_p insgesamt niedrig und tonale Komponenten treten im Spektrum nur geringfügig hervor. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Erhöhung des Gesamtschalldruckpegels L_p bei niedrigen Volumenströmen von einem Anstieg der niederfrequenten Anteile des Spektrums herrührt. Dies ist vermutlich auf eine Verstärkung des Rezirkulationsgebiet im Bereich der Nabe zurückzuführen, da das Spektrum der Varianten mit modifiziertem Kanal eine gleichmäßige Anhebung über alle Frequenzbereich bei starker Drosselung erfährt.

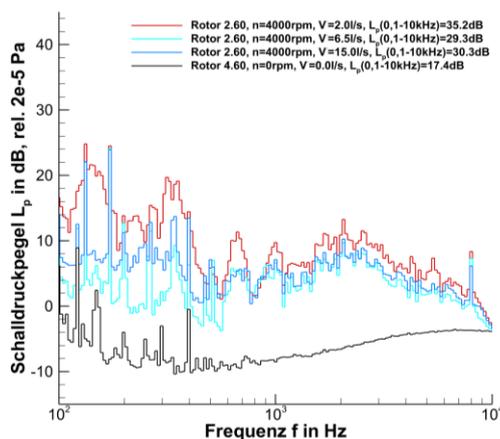


Abbildung 11: Schalldruckspektren des Rotors 2.60 mit Standardkanal bei $n = 4000 \text{ rpm}$ und unterschiedlichen Volumenströmen \dot{V} .

Von Interesse ist derweil auch ein Anstieg der hochfrequenten Komponenten bei einer Erhöhung der Rotordrehzahl n . In Abb. 12 ist das Spektrum des Rotors 2.60 mit modifiziertem Kanal bei $\dot{V} = 8 \text{ l/s}$ bei den drei gemessenen Drehzahlen dargestellt. Mit steigender Drehzahl n kommt es zur Zunahme eines breitbandigen, hochfrequenten Rauschens, welches vermutlich darauf zurückzuführen ist, dass die Grenzschicht an den Scheiben mit höherer Geschwindigkeit in den Auslass abgeschleudert wird und dort zu einer Art Turbulenzlärm führt.

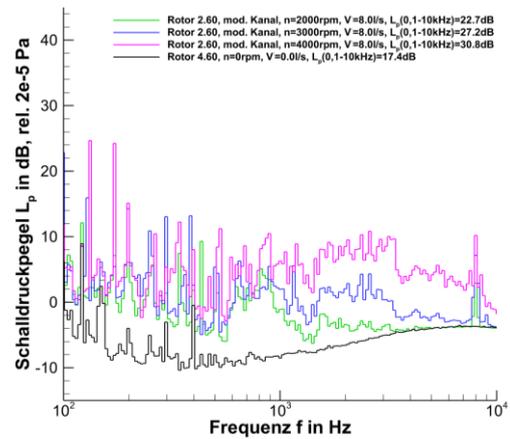


Abbildung 12: Schalldruckspektren des Rotors 2.60 mit modifiziertem Kanal bei unterschiedlichen Drehzahlen n und gleichem Volumenstrom \dot{V} .

Zusammenfassung

Die Messergebnisse der Kennlinien und Wirkungsgrade haben die Eignung des Konzepts zum Einsatz als Ventilator gezeigt. Der hydraulische Wirkungsgrad ist im Vergleich zu klassischen Turbomaschinen zwar deutlich geringer, aber die Modifizierung des Kanals und die zusätzlich durchgeführten Messungen des auslassseitigen Geschwindigkeitsfeldes mittels LDA zeigten Wege zur Steigerung der hydraulischen Effizienz auf. Durch eine weitere Verringerung der Scheibendicke s und des Scheibenabstands Δs sowie der Optimierung der aus- und einlassseitigen Kanalgeometrie sind deutlich Verbesserungen zu erwarten. Die Schallmessungen an den Reibungsventilatoren zeigten ein insgesamt breitbandiges Schallspektrum mit nur geringen tonalen Komponenten. Der Betriebspunkt hatte dabei auf den Gesamtschalldruckpegel nur einen geringen Einfluss. Lediglich bei stark angedrosselten Zuständen zeigt sich eine Anhebung im niederfrequenten Bereich des Spektrums für die Varianten mit Standardkanal, die auf Ablösungen großskaliger Wirbelstrukturen im Nachlauf der Nabe zurückgeführt werden können. Insgesamt betrachtet haben die untersuchten Reibungsventilatoren ein sehr vorteilhaftes akustisches Verhalten und sind ein interessantes Konzept für Bereiche mit stark eingeschränktem Bauraum und hohen Ansprüchen an das abgestrahlte Schallspektrum.

Literatur

- [1] S. Becker, T. Beede, and R. Pauer, Entwicklung eines neuartigen Gerätes zur dezentralen Be- und Entlüftung von Räumen mit Wärmerückgewinnung, Strömungstechnische Tagung 2014, 2014
- [2] DIN EN ISO 5801:2007, Ventilatoren – Leistungsmessung auf genormten Prüfständen
- [3] J. Praß, A. Renz, J. Weber, S. Becker, J. Franke, Numerical Investigation of a Friction Ventilator for Different Geometrical Setups, Advanced Engineering Forum, Vol. 19, pp. 35-42, 2016
- [4] T. Carolus, Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Springer Vieweg, 2013