Numerische Berechnung der Schallabstrahlung axialer Kühlerlüfter

Marcus Becher, Stefan Becker, Florian Zenger, Christoph Scheit, Till Heinemann
Institut für Prozessmaschinen- und Anlagentechnik, 91058 Erlangen Deutschland,
Email: Marcus.Becher@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Bei der Produktentwicklung axialer Kühlerlüfter werden diese je nach Anforderung ausgelegt. Da in den Auslegungsprogrammen fahrzeugnahe Randbedingungen nicht abgebildet werden können, erfolgt eine Nachrechnung bzw. Optimierung mittels CFD. Nach einer Festigkeitsberechnung erfolgt anschließend der Bau des ersten Prototyps. Programme zur Berechnung der Festigkeit und der Vorhersage strömungsmechanischer Größen wie Wirkungsgrad werden seit Jahren eingesetzt, weshalb diese gut vorhersagbar sind. Aufgrund der Komplexität und des Aufwands finden Akustiksimulationen in Produktentwicklungszyklen selten Verwendung, weshalb es in einer späten Entwicklungsphase hinsichtlich der Schallabstrahlung zu Überraschungen kommen kann. Um in einem ersten Schritt die Genauigkeit der Schallvorhersage testen zu können wird die Schallabstrahlung von drei verschiedenen Lüfterkonfigurationen berechnet, welche sich in Spaltgeometrie und Sichelung unterscheiden.Dabei wird ein hybrides Verfahren eingesetzt, bei dem erst die Strömung berechnet wird um anschließen daraus die Schallabstrahlung mit einer Methode nach Ffowcs-Williams-Hawkings (FW-H) zu berechnen.

Messaufbau

Die Messungen werden am Ventilatorprüfstand nach DIN EN ISO 5801 am Lehrstuhl für Prozessmaschinen- und Anlagentechnik durchgeführt. Der saugseitige Kammerprüfstand ist so konzipiert, dass die Messung von strömungsmechanischen und akustischen Größen erfolgen kann. Um fahrzeugnahe Randbedingungen abzu-

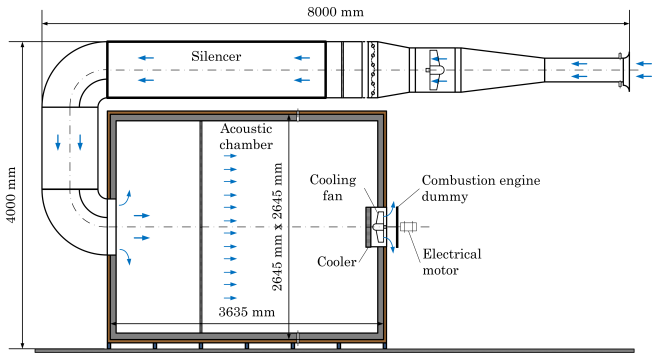

Abbildung 1: Saugseitiger Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801

bilden, sind neben dem Lüfter auch Kühler und eine Motoratrappe Bestandteil der Messung. Die drei untersuchten Laufradvarianten sind in Abbildung 2 dargestellt. Der rückwärtsgesichelte Lüfter wird zum einen mit einer Standardspaltgeometrie betrieben (CF_BWS_SG) und zum anderen mit einer modifizierten Spaltgeometrie (CF_BWS_MG), wobei einfach eine Düse auf das Gehäuse aufgesteckt wird (Abbildung 2). Zusätzlich wird ein vorwärtsgesichelter Kühlerlüfter (CF_FWS_SG) untersucht, welcher ebenfalls mit der Standardspaltgeometrie betrieben wird. Bei der Messung liegt vor dem

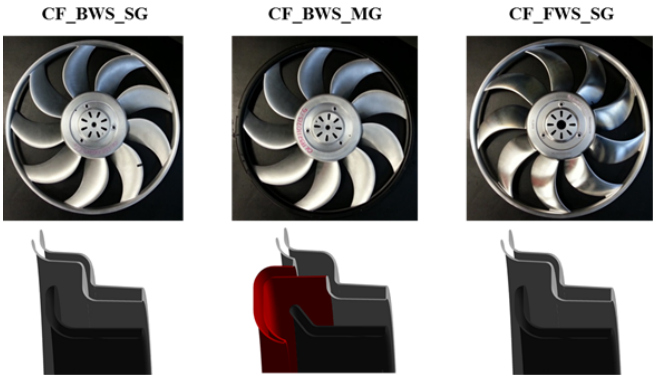

Abbildung 2: Lüfterkonfigurationen

Kühler und nach dem Laufrad Umgebungsdruck vor. Somit ist gewährleistet, dass der Lüfter die Energie ins Fluid steckt, welche nötig ist um den Kühler zu durchströmen. Das Mikrofon ist einen Meter vor den Kühler auf der Laufradachse positioniert.

Aufbau Simulation

Abbildung 3 zeigt eine Schnittansicht des Strömungsgebietes. Enthalten sind darin neben dem Kühlerlüfter (f) auch Kühler (c) und Motoratrappe (d) um die Messung möglichst genau abzubilden. Das Strömungsgebiet gliedert sich in zwei stationäre Gebiete vor und nach dem Lüfter und in ein rotierendes Gebiet, welches den Kühlerlüfter enthält. Verbunden sind diese Gebiete durch Grenzflächen, an denen die Strömungsgrößen interpoliert werden. Diese sind in Abbildung 3 blau dargestellt. Wie bei den Messungen ist auch in der Simulation vor dem Kühler und nach dem Lüfter Umgebungsdruck ($\Delta P = 0$ Pa) als Randbedingung gesetzt. Die Drehzahl der Lüfter in Messung und Simulation beträgt 2400 U/min. In der CFD-Simulation wird ein SAS-Turbulenz-Modell [1] mit einem Zentralen-Differenzen-Schema für den Raum und ein implizites Eulerverfahren zweiter Ordnung in der Zeit verwendet. Das SAS-Turbulenz-Modell ist ein erweitertes URANS-Verfahren, bei welchem es möglich ist durch räumliche und zeitliche Diskretisierung die Wirbelviskosität zu verändern und somit bei feinerem

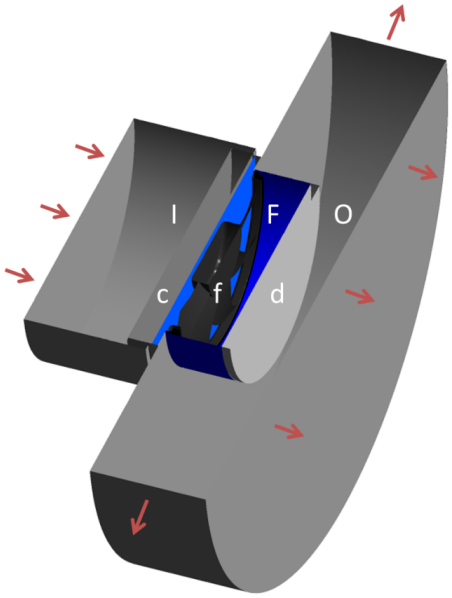

Abbildung 3: Schnittansicht Strömungsgebiet

Gitter und kleineren Zeitschrittweiten auch kleinere Skalen aufzulösen. Die Gittergröße an der Wand richtet sich hauptsächlich nach der Auflösung der Grenzschicht, vorallem auf der Blattoberfläche und am Ring, welcher die Blätter verbindet. Von der Wand erfolgt ein kontinierliches Wachstum ins Volumen. Dort muss bei der Netzerstellung darauf geachtet werden, dass turbulente Strukturen noch richtig abgebildet werden, was man über die Einhaltung turbulenter Längenmassstäbe erreicht. Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen ergibt sich ein Strömungsgitter von circa 45 Mio. Knoten pro Konfiguration.

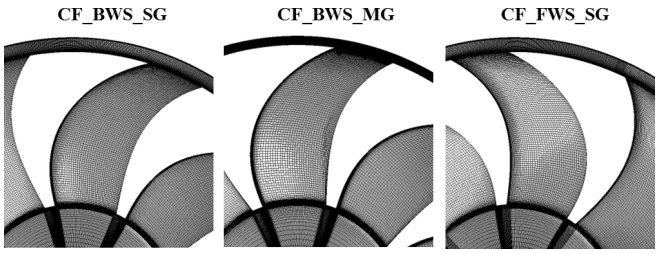

Abbildung 4: Strömungsgitter der drei Konfigurationen

Die Zeitschrittweite ist durch die CFL-Zahl vorgegeben. Unter Berücksichtigung dieses Kriterium ergibt sich eine Zeitschrittweite von $7 \cdot 10^{-6}$s.

Methode nach FW-H

Für die Berechnung der Schallabstrahlung wird ein eigens entwickelter Code namens SPySI (Sound Prediction by Surface Integration) verwendet, welcher auf der Methode nach Ffowcs Williams und Hawkings basiert. Dieser wurde am Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik von SCHEIT [2,3] entwickelt und von HEINEMANN [4] erweitert. Die Berechnung der Schallabstrahlung basiert auf der folgenden Gleichung:

$$\begin{aligned} 4\pi p' H(f) = & \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{R^3} \left[\frac{T_{ij} H(f)}{r|M_r - 1|} \right]_{\tau_e} d^3\eta_j \\ & + \frac{\partial}{\partial t} \int_S \left[\frac{[\rho(u_i - \nu_i) + \rho_0 \nu_i] n_i}{r|M_r - 1|} \right]_{\tau_e} dS(\eta_j) \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \int_S \left[\frac{[\rho u_j (u_i - \nu_i) + P_{ij}] n_i}{r|M_r - 1|} \right]_{\tau_e} dS(\eta_j) \end{aligned} \quad (1)$$

Der erste Term auf der rechten Seite der Gleichung beinhaltet die Heaviside Funktion H(f), die radiale Machzahl M_r und den Lighthill'schen Spannungstensor T_{ij}, welcher die Quadrupolquellen beschreibt. Der zweite Term auf der rechten Seite wird auch als Blattdickenlärm bezeichnet, welcher den Mechanismus der Verdrängung der Luft durch das Blatt beschreibt. u_i ist dabei die Fluidgeschwindigkeit, wobei v_i die Geschwindigkeit der Blattoberflächen charakterisiert. Der dritte und letzte Term beschreibt den Strömungslärm, der durch die Kräfte, die bei der Umströmung eines Körpers auf dessen Oberfläche wirken, entsteht. Dabei stellt P_{ij} den kompressiblen Spannungstensor dar.

$$P_{ij} = (p - p_0)\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (2)$$

Um die Schallabstrahlung zu berechnen, wird eine Integrationsfläche vor das Laufrad gelegt. Auf diese werden in diesem Fall in jedem dritten Zeitschritt die drei Geschwindigkeitskomponenten, der Druck und die Dichte interpoliert. Anhand dieser Größen werden nach Gleichung (1) die Quellterme berechnet. Zur Berechnung der Schallausbreitung werden die akustischen Quellen mittels folgender Green'scher Funktion ins Fernfeld transferiert [5].

$$G(x_i, y_i, t, \tau) = \frac{\delta(t - |x_i - y_i|/c_0 - \tau)}{4\pi|x_i - y_i|} \quad (3)$$

Integrationsfläche und Mikrofonposition, welche der Position im Experiment entspricht, sind im Folgenden dargestellt.

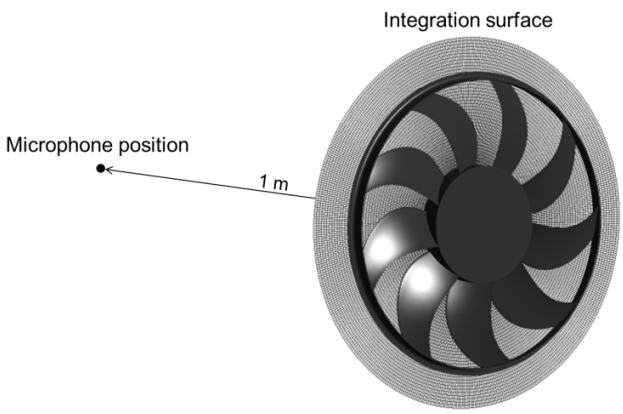

Abbildung 5: Integrationsfläche und Mikrofonposition

Ergebnisse der Strömungsberechnung

Im Folgenden werden die Strömungsergebnisse mit dem Fokus auf der Spaltströmung dargestellt. Die Ursache der Spaltströmung findet sich im Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite des Lüfters. Die Luft fließt entgegen des Gradienten durch den Spalt von Druck- zur Saugseite. Um die Spaltströmung abhängig von Spaltgeometrie und Sichelung zu untersuchen, werden die Stromlinien in Abbildung 6 auf einer Fläche zwischen den Schaufeln bei allen drei Laufradkonfigurationen dargestellt.

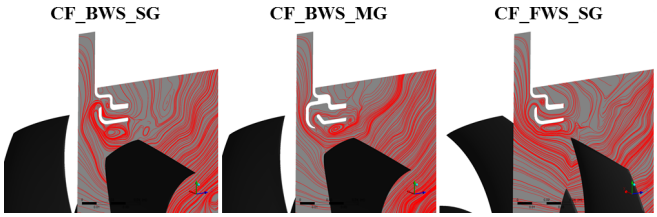

Abbildung 6: Schnittansicht Lüfterkonfigurationen

Die Zuströmung und Spaltströmung des rückwärtsgesichelten Lüfters mit der Standardspaltgeometrie (CF_BWS_SG) weisst eine dominaten Geschwindigkeitskomponente, verglichen mit den anderen Konfigurationen, in Richtung Nabe auf. Dieses Verhalten lässt sich mit der Schaufelgeometrie erklären. Die Spaltströmung legt sich dort an das Blatt an, wo der niedrigste Druck erzeugt wird. Betrachtet man eine Fläche zwischen den Blättern beim rückwärtsgesicheltem Laufrad, liegt dieses Gebiet auf circa 5/6 des Radius des Blattes. Bei der modifizierten Spaltgeometrie (CF_BWS_MG) dient die aufgesetzte Düse dazu, dass die Spaltströmung direkt den Blattspitzen zugeführt wird und eine Ablenkung der Strömung Richtung Nabe vermieden werden kann. Durch Vorwärtssichelung (CF_FWS_SG) kann die radiale Geschwindigkeitskomponente ebenfalls minimiert werden, da sich die Spaltströmung aus geometrischen Gründen als erstes nur an der Blattspitze anlegen kann. Als Folge der unterschiedlichen Spaltströmungen, abhängig von Spalt- und Blattgeometrie, bildet sich ein Rezirkulationsgebiet vor der Blattvorderkante jedes Blattes unter dem Ring, welcher die Blätter an den Blattspitzen verbindet, aus. Durch die Zuführung der Spaltströmung an der Blattspitze, wird dieses Rezirkulationsgebiet minimiert, wohingegen durch die Ablenkung der Spaltströmung in Richtung Nabe ein größeres Rezirkulationsgebiet entsteht. Betrachtet man

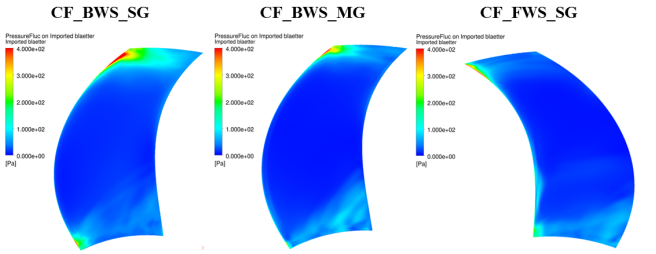

Abbildung 7: Druckfluktuation Schaufeloberfläche

nun den RMS-Wert des Schwankungsanteils des Druckes (Abbildung 7), so zeigt dieser ein großes Gebiet erhöhter Druckfluktationen im Bereich der Blattspitzen beim rückwärtsgesichelten Lüfter mit Standardspaltgeometrie.

Akustikergebnisse

Im Folgenden wird der Einfluss der verschiedenen Strömungsbedingungen bei den unterschiedlichen Laufradkonfigurationen auf die Schallabstrahlung untersucht. Dazu werden zunächst die Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen verglichen.

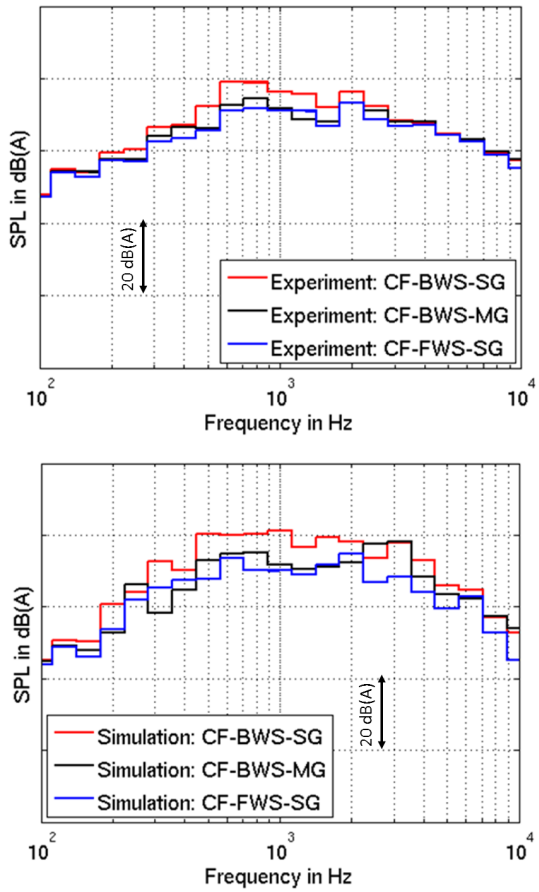

Abbildung 8: Terzspektrum: Messung und Simulation

In den Terzspektren der Messungen zeigt sich ein Unterschied im Schalldruckpegel der Lüfterkonfigurationen. Der Kühlerlüfter mit dem modifizierten Spalt (schwarze Kurve) und der vorwärtsgesichelte Lüfter (blaue Kurve) erreichen im gesamten Frequenzbereich etwa den gleichen Schalldruckpegel. Die Schallabstrahlung des Lüfters mit der Rückwärtssichelung und dem Standardspalt ist von circa 300 bis 3000 Hz um circa 6 dB(A) höher.
Der Unterschied im Schalldruckpegel in den mittleren Frequenzen kann sehr gut nachgerechnet werden. Im tiefrequenten Bereich spielt die Länge der Simulationszeit eine wichtige Rolle, sodass für diesen Bereich statistisch unabhängige Simulationswerte zur Verfügung stehen. Um den hochfrequenten Bereich gut abbilden zu können ist es wichtig die räumliche und zeitliche Diskretisierung

dementsprechend zu wählen und ein geeignetes Turbulenzmodell zu benutzen.
Der Unterschied im Schalldruckpegel kann in der Interaktion der Schaufeln mit den Rezirkulationsgebieten und turbulenter Spaltströmung gesehen werden, was zu einer höheren Druckfluktuation auf der Blattoberfläche im Fall des rückwärtsgesichelten Lüfters mit Standardspaltgeometrie führt. Folglich ist dieser Effekt vergleichbar mit turbulenten Zuströmbedingungen, was zu einem Anstieg der Schallabstrahlung im tief bis mittelfrequenten Bereich führt [6].

Zusammenfasung

Der Einfluss der Sichelung und der Spaltgeometrie auf das Strömungsfeld und auf die Schallabstrahlung wurden für drei Lüftervarianten untersucht. Die numerisch berechneten Strömungsergebnisse zeigen eine unterschiedliche Ausprägung der Spaltströmung, bei den untersuchten Lüfterkonfigurationen, was zu einer unterschiedlichen Ausprägung von turbulenter Strukturen zwischen den Schaufelblättern führt. Im Fall des rückwärtsgesichelten Kühlerlüfters mit Standardspalt entsteht ein großes Rezirkulationsgebiet, welches mit der Vorderkante der Blätter interagiert, während es bei den anderen beiden Konfigurationen möglich war das Rezirkulationsgebiet zu minimieren. Diese Strömungszustände führen zu einer erhöhten Druckfluktuation auf den Blattoberflächen des rückwärtsgesichelten Lüfters mit Standardspalt im Bereich der Vorderkante, was zu einer erhöhten Schallabstrahlung im tief- bis mittelfrequenten Bereich führt.

Literatur

[1] Menter, F. - Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, Vol.32(8), pp. 1598-1605, 1994

[2] Scheit, C. - Implementation of a Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) method for aeroacoustic prediction, Master of Science thesis, University of Erlangen-Nuremberg, 2007

[3] Scheit, C. et al - Effect of blade wrap angle on efficiency and noise of small radial fan impellers ? A computational and experimental study, Journal of Sound and Vibration, No. 331, No. 5, pp. 996-1010, 2011

[4] Heinemann, T. - Implementation of a Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) formulation for moving surfaces, Diploma thesis, University of Erlangen-Nuremberg, 2011

[5] Ehrenfried, K. - Strömungsakustik (Aeroacoustics), Mensch & Buch Verlag, pp. 145-159, 2004

[6] Zenger F. et al - Influence of Inflow Turbulence on Aeroacoustic Noise of Low Speed Axial Fans with Skewed and Unskewed Blades, FAN 2015, 2015