

# Einfluss der Kopfspaltgröße auf die Aeroakustik von Axialventilatoren

Philipp Dietrich, Andreas Lucius, Marc Schneider

ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG, 74673 Mulfingen, E-Mail: philipp.dietrich@de.ebmpapst.com

## Einleitung

Die Beurteilung des akustischen Verhaltens ist ein wichtiger Bestandteil in der Weiter- und Neuentwicklung von Ventilatoren. Das vom Ventilator erzeugte Geräusch wird im industriellen Umfeld meist über Messungen oder einfache Modellansätze bestimmt. Durch leistungsfähigere Rechenkapazitäten gewinnt neben der weithin eingesetzten Berechnung aerodynamischer Größen auch die numerische Simulation der Akustik mit CFD- (Computational Fluid Dynamics) bzw. CAA- (Computational Aero Acoustics) Lösern zunehmend an Bedeutung.

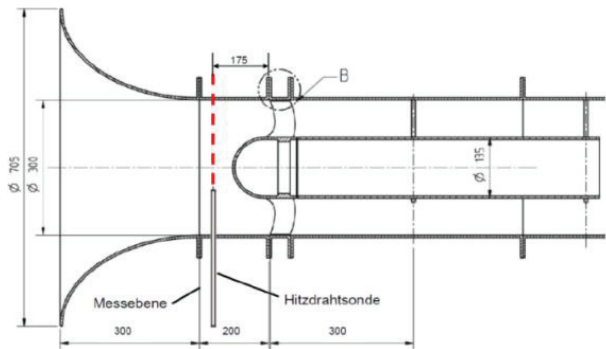
Im Rahmen dieser Arbeit wird das breitbandige Geräusch eines an der Universität Siegen experimentell untersuchten Axialventilators mittels einer Grobstruktur-Simulation (LES = Large Eddy Simulation) berechnet. Dabei wird hinsichtlich der Anwendbarkeit im industriellen Entwicklungsprozess ein vergleichsweise grobes Rechengitter verwendet. Die Zellzahl des Rechengitters wird weiter reduziert, indem die Freifeldausbreitung zu den Positionen der Messmikrofone durch die Ffowcs-Williams & Hawkings (FW-H) Gleichung beschrieben wird. Die Ergebnisse werden mit im industriellen Umfeld üblichen RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) Simulationen sowie den experimentellen Daten verglichen.

Mit diesen Untersuchungen soll bestimmt werden ob der experimentell beobachtete Einfluss auf die Akustik infolge der Variation der Größe des Kopfspalts mit dieser gering aufgelösten Grobstruktur-Simulation mit der Software StarCCM+ wiedergegeben werden kann.

## Experimenteller Aufbau [1]

Der an der Universität Siegen untersuchte Ventilator mit einem Außendurchmesser von  $D = 300$  mm einem Nabenverhältnis von 0,45, und 5 Schaufeln wurde im Rahmen der betrachteten Untersuchung mit einer Drehzahl von  $n = 3000$  rpm betrieben. Von den untersuchten 3 unterschiedlichen Spaltweiten werden im Folgenden der kleinste  $s = 0.3$  mm (= 0.1 %, A1) und größte  $s = 3.0$  mm (= 1.0 %, A2) Kopfspalt betrachtet.

Der Ventilator wurde bezüglich der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften auf 2 verschiedenen Prüfständen untersucht. Für die Aeroakustik wurde der Ventilator in ein Rohr mit  $D = 300$  mm Durchmesser eingebaut. Die Luft wurde über eine gemäß den AMCA-Richtlinien gefertigte Düse aus einem geräuscharmen Raum angesaugt. Vor der Düse im geräuscharmen Raum wurde die akustische Kennlinie über 3 Mikrofone bestimmt. Eine Zeichnung der Einbausituation zur Messung der Akustik kann Abbildung 1 entnommen werden.



**Abbildung 1:** Zeichnung der aeroakustischen Einbausituation für den Ventilator im Rohr mit Zulauf über eine AMCA-Düse an der Universität Siegen [1]

Neben den Mikrofonsignalen wurden die Geschwindigkeit und der Turbulenzgrad der Zuströmung im Rohr vor dem Ventilator mit einer Hitzdrahtsonde gemessen. Druckschwankungen auf den Schaufeln konnten über speziell angebrachte Drucksensoren auf der Druck- und Saugseite aufgezeichnet werden.

## Aufbau des Rechengebiets

Aufgrund der Symmetrie des experimentellen Aufbaus kann das Rechengebiet auf einen repräsentativen Schaufelkanal reduziert werden. Periodische Randbedingungen an den seitlichen Grenzen des Rechengebiets modellieren den Austausch zwischen den Teilsegmenten. Die Rotation des Ventilators wird durch die Rotation des Gitters im Gebiet 0,33 Durchmesser vor bis 0,5 Durchmesser hinter dem Ventilator realisiert. Das umgebende, nicht rotierende, Gebiet ist über sich wiederholende Interfaces verbunden. Die akustische Ausbreitung innerhalb des Rohres bis vor die AMCA-Düse ist bis 3 000 Hz mit einer Auflösung von mindestens 20 Punkten pro Wellenlänge gewährleistet. Die weitere Ausbreitung im Freifeld bis zu den Mikrofonpositionen erfolgt mittels des in StarCCM+ integrierten FW-H Löser. Am Auslass des Rechengebiets wird eine Dämpfungszone verwendet um Reflektionen zu vermeiden. Die Abmessungen des Rechengebiets für die Grobstruktur-Simulation bezogen auf den Durchmesser des Ventilators können Abbildung 2 entnommen werden.

Die sich ergebenden Netzgrößen mit einem Polyedergitter für die unterschiedlichen Kopfspalte sind in Tabelle 1 aufgeführt.

**Tabelle 1:** Netzgrößen für die unterschiedlichen Kopfspalte

	0.1 % (0.3 mm)	1.0 % (3.0 mm)
RANS	~700 000	~1 500 000
LES	~11 500 000	~7 500 000

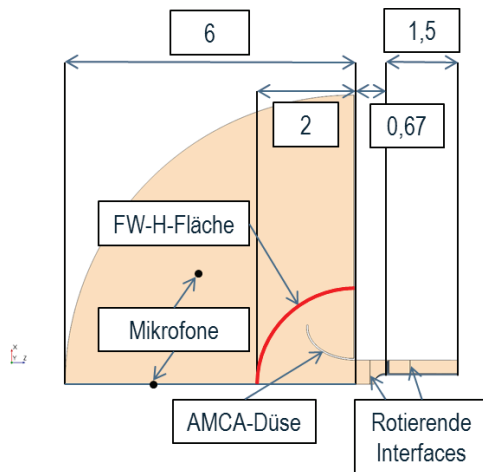


Abbildung 2: Abmessungen des Rechengebiets für die Grobstruktur-Simulation des Siegener Ventilators

Die verwendeten Netzgrößen unterscheiden sich stark von den für eine Grobstruktur-Simulation benötigten Rechenzahlen, wie in [2] für denselben Ventilator durchgeführt. Dort wurden 1 Milliarde Zellen für ein deutlich reduziertes Rechengebiet verwendet.

### Aerodynamische Ergebnisse

Im Vorfeld der aeroakustischen Untersuchung mit der Grobstruktur-Simulation wurde die Kennlinie des Ventilators mit RANS-Simulationen unter Verwendung des k-ε-Modell nachgerechnet. Das Simulationsergebnis ist in Abbildung 3 dargestellt.

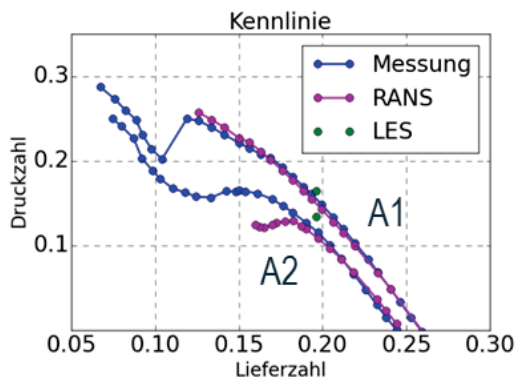


Abbildung 3: Aerodynamische Kennlinie des Ventilators bei verschiedenen Kopfspaltgrößen im Vergleich zu verschiedenen Simulationsmethoden

Die Kennlinie für den kleinen Kopfspalt (A1) zeigt über den gesamten simulierten Bereich (Lieferzahl: 0,125 – 0,26) eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Für den großen Kopfspalt (A2) wird ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung im Bereich großer Lieferzahlen (> 0,18) gefunden. Die Abweichung hin zu kleineren Lieferzahlen ist durch die Interaktion des Kopfspaltwirbels mit der nachfolgenden Schaufel zu erklären, die aufgrund des instationären Charakters nicht durch eine RANS-Simulation darstellbar ist. Das instationäre Verhalten wurde in diesem Betriebspunkt in [2] anhand einer Grobstruktur-Simulation untersucht.

Die Grobstruktur-Simulation mit dem „Wale“-Modell für nicht aufgelöste Strukturen wird aufgrund des hohen Rechenaufwands nur bei einer Lieferzahl von 0,195, dem Auslegungspunkt des Ventilators, durchgeführt. Die etwas höheren Druckzahlen der Grobstruktur-Simulation in Abbildung 3 sind durch die zu geringe Auflösung für Simulationen dieser Art zu erklären.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen der Hitzdrahtmessung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung des Geschwindigkeitsprofils für die RANS- als auch die Grobstruktur-Simulation. Die RANS-Simulation zeigt zudem eine gute Übereinstimmung der Turbulenzintensität an der Messstelle, wie in Abbildung 4 zu erkennen ist.

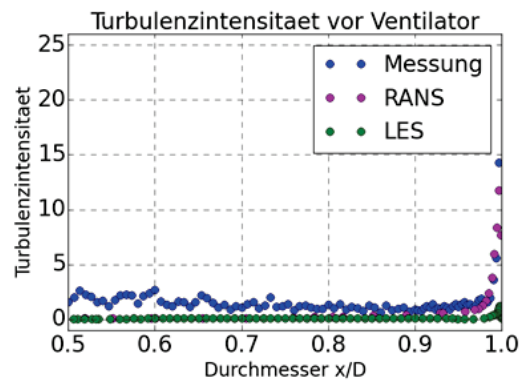


Abbildung 4: Turbulenzintensität 0,175 mm vor dem Ventilator in Simulation und Messung für den kleinen Kopfspalt (A1)

Die berechnete Turbulenzintensität in der Grobstruktur-Simulation zeigt im Wandbereich einen deutlich geringeren Anstieg. Dies ist auf eine lokale Ablösung an der Messstelle durch den Übergang von der Düsengeometrie auf den Rohrdurchmesser zu erklären. Eine RANS-Simulation unter Verwendung eines Reynolds-Stress-Modells (RSM) zeigt ebenfalls diese Ablösung. Dieses Verhalten ist unabhängig von der Spaltweite des Ventilators.

Der Vergleich der Druckspektren ist exemplarisch für den Sensor D12 auf der Druckseite des Ventilators mit dem kleinen Kopfspalt (A1) dargestellt. Abbildung 5 zeigt die Position der Drucksensoren.

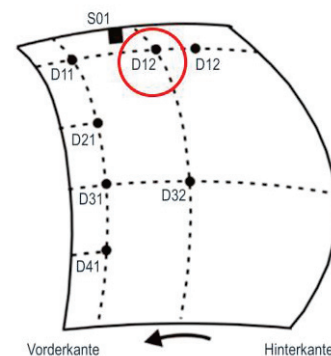


Abbildung 5: Position der Drucksensoren auf der Druckseite der Schaufel. Die Position des Sensors D12 ist hervorgehoben. (Abbildung basiert auf [1])

Die Druckschwankungen auf der Druckseite der Schaufel können aufgrund ihres transienten Verlaufs nur mit der Grobstruktur-Simulation wiedergegeben werden. In Abbildung 6 ist der Vergleich der Pegel der spektralen Leistungsdichte (PSD = Power Spectral Density) gezeigt. Die Frequenzauflösung der Messung beträgt 1 Hz, die der Simulation 100 Hz.

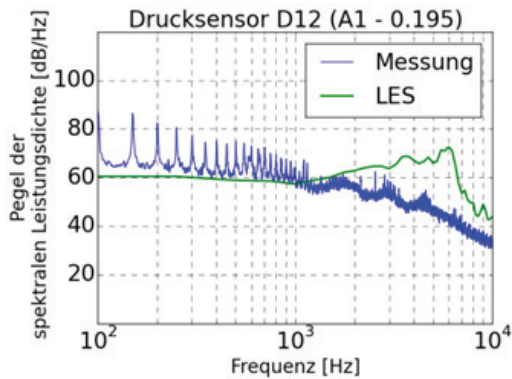


Abbildung 6: Vergleich der PSD-Spektren im Drucksensor D12

Für niedrige Frequenzen (< 2000 Hz) ist eine sehr gute Übereinstimmung der simulierten und berechneten Spektren zu erkennen. Im Bereich höherer Frequenzen werden durch die Grobstruktur-Simulation höhere Pegel vorhergesagt. Dieses Verhalten ist auf die verhältnismäßig geringe Auflösung entlang der Schaufel ( $X^+$  bzw.  $Z^+ > 100$ ) zu erklären.

### Aeroakustische Ergebnisse

Die aeroakustischen Ergebnisse werden an 3 Mikrofonpositionen auf der Saugseite des Ventilators vor der AMCA-Düse betrachtet. Die Position der Mikrofone ist in Abbildung 7 gezeigt.

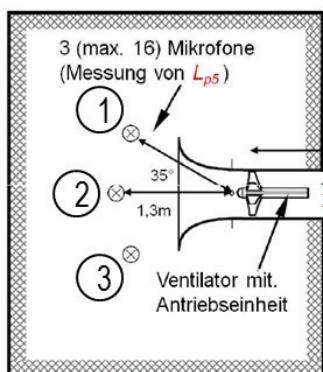


Abbildung 7: Position der saugseitigen Messmikrofone vor der AMCA-Düse im geräuscharmen Raum an der Universität Siegen (Abbildung basiert auf [1])

Im Folgenden werden exemplarisch die Außenmikrofone (Mikrofone 1 und 3) betrachtet. Die gemittelten Pegel dieser Mikrofone für den kleinen Kopfspalt (A1) sind in Abbildung 8 dargestellt. Die Frequenzauflösung wurde zu 10 Hz für die Messung beziehungsweise 100 Hz für die Simulation gewählt.

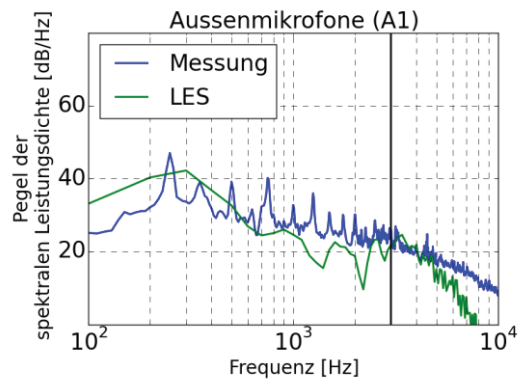


Abbildung 8: Vergleich der gemittelten Pegel der Außenmikrofone (vgl. Abbildung 7) für den kleinen Kopfspalt (A1)

Der Verlauf des gemessenen Spektrums wird sehr gut wiedergegeben. Auch die Pegel liegen im Bereich der Messung. Bei niedrigen Frequenzen werden die Pegelwerte durch die Simulation etwas überschätzt. Eine weitere signifikante Abweichung findet sich bei  $f \approx 200$  Hz. Hier wird für die Außenmikrofone ein lokal niedrigerer Pegel vorhergesagt. Die insgesamt gute Übereinstimmung der berechneten Pegel setzt sich auch bis ca.  $f = 4000$  Hz fort. Dies zeigt, dass die akustischen Druckschwankungen bis zur Grenzfrequenz durch die gewählte Diskretisierung gut durch das Rechengebiet propagiert werden.

Abbildung 9 zeigt die Pegel der gemittelten spektralen Leistungsdichte für die Außenmikrofone für den großen Kopfspalt (A2). Wie bei Fall A1 wird ebenfalls eine Frequenzauflösung von 10 Hz (Messung) beziehungsweise 100 Hz (Simulation) für die Darstellung verwendet.

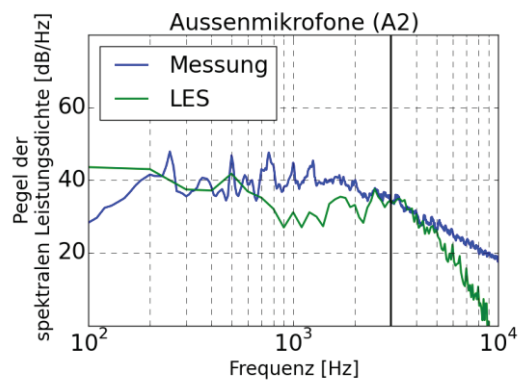
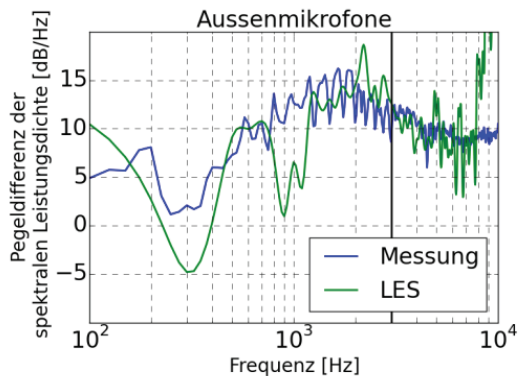


Abbildung 9: Vergleich der gemittelten Pegel der Außenmikrofone (vgl. Abbildung 7) für den großen Kopfspalt (A2)

Auch für den großen Kopfspalt werden die Pegelwerte sehr gut wiedergegeben. Im Frequenzbereich  $f = 1000 - 2000$  Hz ist, wie schon für den kleinen Kopfspalt (vgl. Abbildung 8) angedeutet, eine Abweichung der Simulation zu den Messdaten zu erkennen. Diese Abweichung lässt sich auf die für eine Grobstruktur-Simulation zu grobe Auflösung im Bereich des Kopfspalts zurückführen. Wie ebenfalls beim

kleinen Kopfspalt beobachtet setzt sich die gute Übereinstimmung des berechneten Spektrums mit dem Experiment auch über der Auflösungsgrenze  $f = 3\,000\text{ Hz}$  hinweg fort.

Der Einfluss der Kopfspaltgröße auf das breitbandige Spektrum ist in Abbildung 10 als Differenz der gemessenen beziehungsweise simulierten Spektren ( $A2 - A1$ ) dargestellt.



**Abbildung 10:** Vergleich der Pegeldifferenz der gemittelten Pegel der Außenmikrofone (großer Kopfspalt (A2) – kleiner Kopfspalt (A1))

Die berechnete Pegeldifferenz zeigt, wie bereits in den Einzelspektren beobachtet, eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Eine deutliche Abweichung des gemessenen Trends tritt im Bereich  $f = 800 - 1\,100\text{ Hz}$  auf. Dies ist durch die bereits in Abbildung 9 beobachtete Abweichung zwischen  $f = 1\,000$  und  $2\,000\text{ Hz}$  zu erklären. Diese erstreckt sich für den großen Kopfspalt (A2) über einen größeren Frequenzbereich und ist nicht wie in Abbildung 8 für den kleinen Kopfspalt (A1) lokal begrenzt. Trotz dieser und den in den Einzelspektren beobachteten Abweichungen kann der akustische Einfluss in Folge der Variation der Kopfspaltgröße sehr gut durch die Simulation wiedergegeben werden.

## Zusammenfassung und Fazit

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss der Kopfspaltgröße auf das Geräusch eines Axialventilators numerisch untersucht. Dazu wurde ein an der Universität Siegen untersuchter Ventilator im Rohreinbau mit der CFD-Software StarCCM+ mit verschiedenen Modellen simuliert.

Die Kennlinie und Wirkungsgrad der Messung für den kleinen Kopfspalt konnte durch eine, im industriellen Umfeld häufig eingesetzte, RANS-Simulation sehr gut wiedergegeben werden. Für den großen Kopfspalt zeigt sich, dass durch diesen Ansatz instationäre Effekte, die bei kleinen Lieferzahlen auftreten nicht wiedergegeben werden können. In diesen Bereichen werden durch eine instationäre RANS-Simulation gute Ergebnisse erzielt.

Die durchgeführte Grobstruktursimulation für den Auslegepunkt zeigt für beide Kopfspaltvarianten einen etwas zu hohen Druckaufbau im Ventilator. Dies ist vermutlich auf die zu geringe Auflösung des Rechengitters zurückzuführen.

Das Geschwindigkeitsprofil der Zuströmung lässt sich durch die RANS- und LES-Methode sehr gut wiedergeben. Aufgrund einer lokalen Ablösung an der Messstelle in der Grobstruktur-Simulation tritt eine deutliche Abweichung der Turbulenzintensität an der Wand im Vergleich zu den gemessenen Werten auf.

Die Druckspektren der Grobstruktur-Simulation zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten im niederfrequenten Bereich. Für höhere Frequenzen sind Abweichungen zu beobachten, die ebenfalls auf die zu geringe Auflösung der zurückzuführen sind.

Die Akustik wurde anhand saugseitig angeordneter Mikrofone verglichen. Die Pegel der spektralen Leistungsdichte und die Verläufe der Spektren zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Im Bereich zwischen  $1\,000$  und  $2\,000\text{ Hz}$  werden teilweise zu niedrige Pegel durch die Simulation vorhergesagt. Dies ist auf eine zu geringe Auflösung des Kopfspaltbereichs zurückzuführen. Trotz dieser Abweichungen wird die Differenz der Spektren infolge der Änderung der Kopfspaltgröße sehr gut wiedergegeben.

Das aerodynamische und aeroakustische Verhalten des experimentell untersuchten Axialventilators kann mit der vergleichsweise grob aufgelösten Grobstruktursimulation sehr gut wiedergegeben werden. Zwar finden sich in den Simulationsergebnissen Abweichungen von den Messwerten, die auf eine zu geringe Auflösung zurückzuführen sind, jedoch können besonders akustische Trends und Pegel korrekt vorhergesagt werden.

## Literatur

- [1] Delfs, J. und Carolus, T.: Abschlussbericht zu dem IGF-Vorhaben: Akustische Nachrechnung von Ventilatoren, Oktober 2015
- [2] Pogorelov, A., Meinke, M. und Schröder, W.: Effects of tip-gap width on the flow field in an axial fan, International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 61, Part B, Oktober 2016

Die experimentellen Ergebnisse wurden im Rahmen des IGF-Vorhabens „Akustische Nachrechnung von Ventilatoren“ (16773 N) der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik erstellt und von dieser zur Verfügung gestellt.