

# Numerische und experimentelle Untersuchung des Stromfeldes in einem Axialventilator mit passivem Hinterkantenausblasen

Tom Gerhard, Michael Kohlhaas, Thomas Carolus

Institut für Fluid- und Thermodynamik, Universität Siegen, E-Mail: tom.gerhard@uni-siegen.de

## Zusammenfassung

Bei der Stufe einer luftfördernden axialen Strömungsmaschine mit Laufrad und Stator entsteht Schall u. a. durch die Umströmung der Schaufelhinterkanten und durch die Interaktion des Geschwindigkeitsfeldes hinter dem Rotor mit strömabwärtigem Stator. Diese Arbeit berichtet über den Versuch, Geschwindigkeitsdefizite und den erhöhten Turbulenzgrad hinter einem Ventilatorrotor durch gezieltes Luftstromausblasen aus den Schaufelhinterkanten zu beeinflussen. Dabei wird lediglich die bestehende Druckdifferenz zwischen Schaufeldruck- und -saugseite herangezogen (passives Ausblasen). Experimentelle Untersuchungen eines Niederdruckaxialventilators zeigten keine Schallreduktion durch passives Ausblasen aus Schlitzen an den Schaufelhinterkanten. Zwar lag der Turbulenzgrad im Rotornachlauf niedriger, die Nachlaufdellentiefe konnte allerdings nicht in erforderlichem Maße reduziert werden. Die Rolle des Ausblaseeigengeräusches an den Schlitzen ist dabei noch ungeklärt.

## Einleitung

**Geräuschmechanismen.** Die Schallemissionen der Stufe einer luftfördernden axialen Strömungsmaschine mit Rotor und Stator werden dominiert von der Umströmung der Schaufelhinterkanten sowie der Interaktion des gestörten Geschwindigkeitsfeldes mit stromabwärtigem Stator (Interaktionsschall), Abb. 1. Die turbulente Grenzschicht und die am Profil der Rotorschaukel ablösenden Wirbelstrukturen (Grenzschichtablösungen) induzieren eine fluktuierende Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche sowie einen erhöhten Turbulenzgrad im Nachlauf der Schaufel. Die dadurch an der Schaufelhinterkante erzeugten Druckschwankungen interagieren mit der Strömung und erzeugen breitbandigen Hinterkantenschall. Durch die Fortpflanzung der Grenzschicht in den Nachlauf einer Schaufel kommt es zusätzlich zu einem Defizit der mittleren Geschwindigkeit. Das Stromfeld mit „Nachlaufdellen“ eines Rotors mit  $n$ -Schaufeln trifft eine nachfolgende Statorstufe mit einer  $2\pi/n$ -Periodizität und ist Quelle der charakteristischen tonalen Schallanteile bei Blatt-Passier-Frequenz BPF, vgl. Abb. 4. Die Nachlaufdellentiefe ( $w_{2\text{Diff}}$ ) ergibt sich als Differenz der mittleren freien Relativgeschwindigkeit  $w_{2\text{mean}}$  und der minimalen Relativgeschwindigkeit  $w_{2\text{min}}$ . Die Strömung in den Nachlaufdellen selbst ist zusätzlich turbulent und damit instationär. Daraus entsteht der breitbandige Vorderkantenschall an der Statorschaukel, Blake[1].

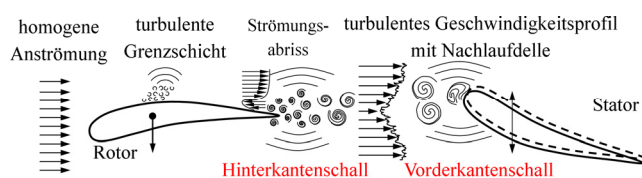


Abb. 1: Interaktionsschall einer Stufe (schematisch)

**Hinterkantenausblasen.** Die beschriebenen akustischen Phänomene können durch das gezielte Ausblasen eines sekundären Luftstroms aus der Rotorschaukelhinterkante beeinflusst werden. Ziel ist dabei neben dem Ausgleich des Geschwindigkeitsdefizits auch eine Homogenisierung der Strömung in Form eines verminderten Turbulenzgrades. Bei einer optimalen Konfiguration des ausgeblasenen Luftstroms wird der Nachlauf der Schaufel durch diese Maßnahme impulslos, d.h. das Geschwindigkeitsdefizit wird vollständig ausgeglichen ( $w_{2\text{Diff}} = 0$ ). Infolgedessen verschwinden die tonalen Anteile des Interaktionsschalls. Bei einer gleichzeitigen Minderung der Turbulenz in der Nachlaufströmung würde auch der Breitbandschall reduziert.

Im Gegensatz zu aktiven Ausblaskonzepten nutzen passive Ausblaskonzepte die Gegebenheiten der Rotorstufe zur Erzeugung eines zusätzlichen Massenstroms. Eberlinc et al. [2] und Lorber und Lord [3] entwickelten Konzepte, bei denen aus der Rotorumströmung abgezweigte Luft durch innerhalb der Schaufel liegende Kanäle nach Außen geführt und im Schaufelspitzenbereich, beschleunigt durch die Zentrifugalkraft, wieder ausgeblasen wird. Im vorliegenden Fall wird hingegen die bestehende Druckdifferenz zwischen Schaufeldruck- und -saugseite genutzt, um den zusätzlichen Massenstrom zu erzeugen. Hierbei handelt es sich folglich nicht um einen „sekundären“ Luftstrom aus einer Quelle außerhalb des Systems, sondern nur um einen „umgeleiteten“ Luftstrom, der Gesamtmassenstrom vor und hinter der Rotorstufe ist identisch. Die passiven Ausblaskonzepte können einige Schwächen des aktiven Ausblasens kompensieren: kein zusätzlicher Energieaufwand für die Erzeugung eines sekundären Massenstroms, keine Leckage, die Anpassung der Austrittsgeschwindigkeit entlang der Schaufelhöhe ist ohne zusätzlichen Aufwand gewährleistet, deutlich reduzierte Komplexität der gesamten Rotorstufe, Abb. 2.

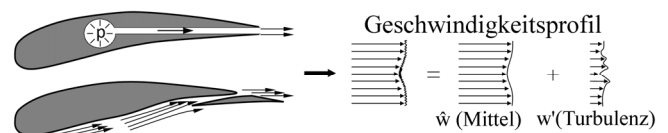


Abb. 2: Hinterkantenausblasen (oben: aktiv, unten: passiv) und homogenisiertes Geschwindigkeitsprofil im Nachlauf

## Vorgehensweise

**Versuchsrotor.** Der untersuchte Niederdruckaxialventilator besteht aus 6 Schaufeln (Basisprofil: NACA 6512-63) mit einem Laufradaußendurchmesser von 300 mm (Nabenverhältnis: 0,56, Drehzahl:  $3000 \text{ min}^{-1}$ , max. Reynoldszahl: ca.  $2 \cdot 10^5$ ), Abb. 3. Die theoretische Vorauslegung der grundlegenden Geometriekomponenten des passiven Ausblaskonzeptes (v. a. der Ausblasschlitzes) wird anhand von numerischen Simulationen optimiert. Unter Anwendung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes (RANS) Gleichungen wird das inkompressible, subsonische Stromfeld um den

einzelnen Tragflügel (strukturiertes Rechengitter mit  $7,2 \cdot 10^6$  Zellen) mit und ohne Ausblasen simuliert. Auf Basis von Voruntersuchungen am eigenen Institut und den Ergebnissen vergleichbarer Studien (u.a. Eberlinc[2], Sutliff [4]) wird dabei eine Ausblasrate (Verhältnis von umgeleitetem zu Gesamtmassenstrom) von ca. 2 % angestrebt. Um eine schnelle und vollständige Durchmischung der Strömungen über die gesamte Schaufelhöhe zu realisieren, werden 7 diskrete Öffnungen vorgesehen. Die Ausblasöffnungen sind bei 82 % der Sehnenlänge auf der Schaufelaußenseite positioniert. Deren Geometrie orientiert sich an der Ausblasrate und der benötigten Ausblasgeschwindigkeit, die im Bereich der freien Außengeschwindigkeit liegen sollte.

**Experiment.** Die Validierung erfolgt anhand von 3D-Hitzdrahtmessungen. Der Einfluss auf das Betriebsverhalten wird durch Kennlinienmessungen bestimmt. Geschwindigkeiten und Turbulenzgrad werden an der fiktiven Statorvorderkantenposition ( $0,27 \cdot$  Sehnenlänge stromab der Rotorhinterkante) ausgewertet. Die emittierte Schallleistung wird anhand von 3 Fernfeld- und 1 Kanalmikrofon bestimmt.



Abb. 3: Links: Untersuchter Niederdruckaxialventilator mit Nachleitrad(rot), rechts: Sieben Ausblasseitze

### Ergebnisse

**Stromfeldgrößen.** Abb. 4 zeigt die Nachlaufdellentiefe  $w_{2Diff}$  und den mittleren lokalen Turbulenzgrad

$$Tu_{median} = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{w_2} \quad (1)$$

mit der (isotropen) turbulenten kinetischen Energie  $k$ . Simulation und Messung zeigen, dass das Hinterkanten-ausblasen die Na chlaufdele nicht auffüllen kann. Zwar wird der angestrebte Massenstrom mit einer Ausblasrate von 2,06 % erreicht, allerdings kann keine ausreichende Beschleunigung der Luft für einen hinreichend hohen Impuls am Austritt erzielt werden. Im Gegensatz zu den Simulationen zeigen die Messungen an der Statorvorderkante eine weitere Vergrößerung des Geschwindigkeitsdefizits. Der Turbulenzgrad hingegen kann positiv beeinflusst werden. Die Simulationen deuten auf eine reduzierte Turbulenz über die gesamte Schaufelhöhe, allerdings wird aufgrund der Stationarität der RANS-Gleichungen von einer detaillierten Auswertung der turbulenten Stromfeldgrößen abgesehen. Die Messungen zeigen einen reduzierten Turbulenzgrad im mittleren Spannweitenbereich. Der Anstieg der Turbulenz in den wandnahen Bereichen resultiert aus dem Einfluss des nabenablösenden Wirbels bzw. des Kopfspaltes, wird allerdings durch das Ausblasen zusätzlich verstärkt. Die Leistungscharakteristik des Ventilators wird durch das Hinterkantenausblasen nicht negativ beeinflusst, die Simulationen lassen sogar auf einen leichten Anstieg des Wirkungsgrades schließen. Die Ursache hierfür könnte nach Borgoltz et al. [5] im reduzierten Druckwiderstand der Schaufeln liegen.

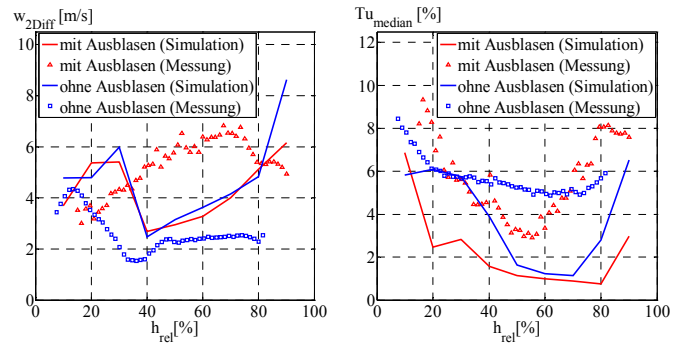


Abb. 4: Links: Nachlaufdellentiefe, rechts: Turbulenzgrad, beide Größen umfangsgemittelt, aufgetragen über der relativen Schaufelhöhe  $h_{rel}$  von Nabe bis Gehäuse

**Akustik.** Abb. 5 zeigt die Schmalbandschalldruckspektren der Ventilatoren. Die charakteristischen Blatt-Passier-Frequenzen und deren Vielfache dominieren beide Spektren. Die Vergrößerung der Nachlaufdellentiefe führt zu einer Erhöhung des Schalldrucks bei allen Harmonischen um bis zu 5 dB. Der Breitbandschall wird bis 1000 Hz leicht reduziert, nimmt allerdings im oberen Frequenzbereich deutlich zu. Der Gesamtschalldruckpegel erhöht sich durch das Ausblasen um 2,6 dB.

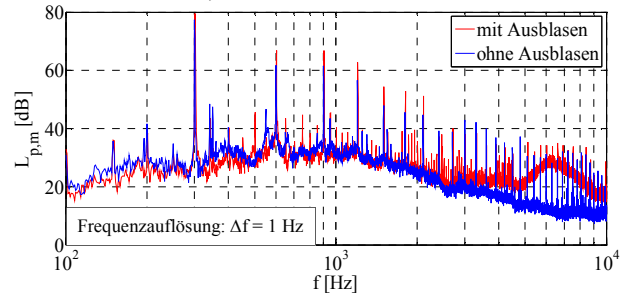


Abb. 5: Vergleich der Schmalbandschalldruckspektren

### Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde gezeigt, dass das vorgestellte passive Ausblas-konzept nicht den gewünschten Effekt der Schallreduktion erzielen kann. Die Nachlaufdellentiefe nimmt eher zu, die Turbulenz hingegen kann positiv beeinflusst werden. Inwiefern das durch das Ausblasen erzeugte Eigengeräusch die emittierte Schallleistung beeinflusst ist bisher ungeklärt. Eine Übertragung auf Strömungsmaschinen ohne Rotor-Stator Anordnung (reine Hinterkantenschallreduktion) sowie die Optimierung des passiven Ausblaskonzeptes sind Gegenstand aktueller Untersuchungen.

### Literatur

- [1] Blake, W.K.: Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration, Volume II: Complex Flow-Structure Interactions. Academic Press Inc., Vol.17, Orlando, 1986
- [2] Eberlinc, M.; Širok, B.; Dular, M.; Hočevan, M.: Modification of Axial Fan Flow by Self-Induced Blowing, Journal of Fluids Engineering (131), ASME, 2009
- [3] Lorber, P.F.; Lord, W.K.: Centrifugal Air Flow Control, United States Patent, Patent-Number: 6.203.269, 2001
- [4] Sutliff, D.L.: Broadband Noise Reduction of a Low-Speed Fan Noise Using Trailing Edge Blowing. NASA/TM-2005-213814, Glenn Research Center, 2005
- [5] Borgoltz, A.; Devenport, W.J.; Craig, L.: Space-Time Correlations and Trailing Edge Flow Structure in Fan-Blade Wakes with Trailing Edge Blowing, AIAA, 2006