

Aktive Minderung des Drehklangs axialer Strömungsmaschinen durch Strömungsbeeinflussung

Olaf Lemke¹, Jan Schulz², Wolfgang Neise³, Michael Möser⁴

¹ DFG-Sonderforschungsbereich 557, Technische Universität Berlin

² Müller-BBM GmbH, Robert-Koch-Straße 11, 82152 Planegg

³ Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Antriebstechnik, Abteilung Turbulenzforschung

⁴ HFI, Fachgebiet Technische Akustik, Technische Universität Berlin

Einleitung

In diesem Forschungsvorhaben werden Möglichkeiten zur aktiven Minderung der tonalen Geräuschkomponenten, dem sog. Drehklang, von axialen Turbomaschinen durch die Beeinflussung der Laufradströmung im Bereich der Blattspitzen an einem Ventilatorprüfstand untersucht. Damit unterscheidet sich diese Methode von konventionellen Verfahren, welche Lautsprecher zur Erzeugung des Sekundärschallfeldes verwenden. Eine sehr effektive und robuste Methode ist das Einblasen von Druckluft über wandbündig in das Gehäuse eingebaute zylindrische Düsen (vgl. [1] und [2]). Zum Verständnis der Wirkungsweise der Drucklufteinblasung wurden strömungsmechanische Untersuchungen an einem stark vereinfachten Schaufelgitter im Windkanal durchgeführt. Die in [3] dargestellten Ergebnisse sind jedoch nur bedingt auf einen realen Ventilator übertragbar.

Um einen Einblick in die komplexen dreidimensionalen Strömungsvorgänge zu bekommen, wird die Strömung direkt in einem aerodynamisch optimierten Ventilator im Vergleich zu [2] untersucht. Im folgenden Beitrag werden Ergebnisse von Hitzdrahtmessungen zwischen Laufrad und Leitrad vorgestellt.

Versuchsaufbau

Für die Hitzdrahtmessungen wird der Axialventilatorprüfstand zur aktiven Geräuschminderung aus [2] mit einem Laufraddurchmesser von $D_{LRD} = 357,4$ mm und einem Nabenverhältnis von $\nu = 0,62$ verwendet. Das für die Hitzdrahtmessungen im Nabenbereich aerodynamisch optimierte Laufrad besteht aus $Z = 18$ profilierten Schaufeln (NACA 5-63-(10)) mit einer Sehnenlänge von $c = 53,6$ mm im Außenschnitt. Die Kopfspaltweite beträgt $s = 0,3$ mm ($\zeta = s/c = 0,58$). Der Stator besteht aus $V = 16$ unprofilierten Leitrad-schaufeln. Nach [4] dominiert bei der Blattfolgefrequenz BPF die Azimutalmode der Ordnung $m = +2$ das Schallfeld in Ansaug- und Ausblaskanal. In Analogie dazu werden 16 über den Umfang verteilte Düsen verwendet um ein geeignetes Sekundärschallfeld zu erzeugen.

Die Untersuchungen erfolgen für eine Konfiguration, welche hinsichtlich der akustischen Ergebnisse im Ausblaskanal des Versuchsventilators bei einer Drehzahl von $n = 3000$ /min optimiert ist. Der Arbeitspunkt befindet sich auf der stabilen Kennlinie nahe dem Wirkungsgradoptimum und wird durch eine Drossel im Ausblaskanal des Ventilators auf die Lieferzahl $\varphi = 0,216$ eingestellt. Das stationäre Einblasen der Druckluft erfolgt durch Düsen mit einem Durchmesser von $d = 1,5$ mm unter einem Winkel von $\alpha = 45^\circ$ bezüglich der Gehäusewand in Richtung der Profilsehne der Laufradschaufeln ($\beta = 117^\circ$) bei $\Delta x/c = 0,22$ stromab der Hinterkante der

Blattspitzen des Laufrades (vgl. Abbildung 1). Das erzeugte Sekundärschallfeld kann, wie in [2] beschrieben, in seiner Amplitude und Phasenlage durch die Umfangsposition i der Düsen und den Einblasmassenstrom M_{In} für eine destruktive Überlagerung mit dem Primärfeld angepasst werden. Hinsichtlich der Wirkungsweise ist für den aerodynamisch optimierten Ventilator das gleiche Verhalten wie in [2] mit einem leicht verbesserten Potential zu beobachten. Im betrachtete Fall ist eine Minderung des Schalldruckpegels L_p der Blattfolgefrequenz von 21,6 dB durch Minderung der dominanten Azimutalmode $m = +2$, mit einem Einblasmassenstrom von $M_{In}/M_{Vent} = 0,58$ % des geförderten Ventilatormassenstroms zu erreichen.

Die Hitzdrahtmessungen werden wie in [5] sequenziell mit zwei verschiedenen X-Drahtsonden durchgeführt. Bei der Messauswertung erfolgt die Zusammenführung der getriggerten Zeitsignale der Sonden zur Bestimmung der Strömungskomponenten in Axial-, Umfangs- und Radialrichtung des Ventilators. Die Versuchsanordnung sowie die mit „x“ gekennzeichneten Messpositionen sind in Abbildung 1 dargestellt.

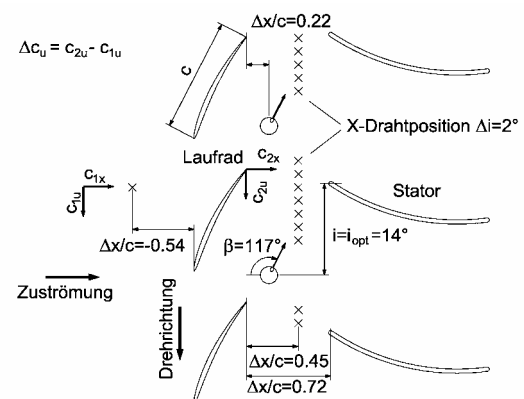


Abbildung 1: Umfangsposition der X-Drahtsonden und Düsen zwischen Laufrad und Stator im Außenschnitt

Radiale Strömungsprofile

Die folgenden stationären Geschwindigkeitsprofile sind auf die mittlere Zuströmgeschwindigkeit von $c_{1x,mean} = 20,01$ m/s bei einer Lieferzahl von $\varphi = 0,216$ ohne Beeinflussung normiert. Dargestellt sind die Verläufe über einer normierten radialen Kanalhöhe von der Nabe ($h_K = 0$) bis zur Gehäusewand ($h_K = 1$). Abbildung 2 zeigt den radialen Verlauf der axialen Zuströmgeschwindigkeiten c_{1x} vor dem Laufrad ohne und mit Druckluftbeeinflussung. Die Umfangskomponente ist für beide Fälle $c_{1u} = 0$. Beide Zuströmprofile sind geprägt durch den 6,5 m langen Ansaugkanal, so dass sich eine dicke Gehäusegrenzschicht ausbildet, die bei einer nor-

mierten Kanalhöhe von $h_K = 0,7$ beginnt. Im beeinflussten Fall verschiebt sich das Profil um etwa 1,5 % zu kleineren axialen Geschwindigkeiten, was mit einer Abnahme des vom Ventilator geförderten Massenstroms einhergeht. Durch das Einblasen von Druckluft wird für die hier untersuchte Konfiguration des aerodynamisch optimierten Ventilators der Betriebspunkt leicht verändert. Die Lieferzahl fällt auf einen Wert von $\varphi = 0,213$.

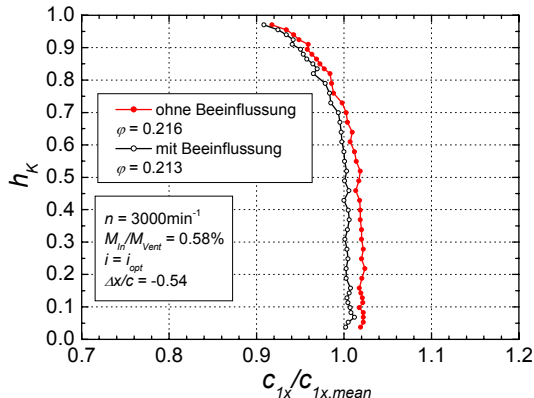


Abbildung 2: Radialprofile der normierten axialen Strömungskomponente c_{1x} der Zuströmung

In Abbildung 3 sind die in Umfangsrichtung gemittelten radialen Profile der Laufradabströmung c_{2x} dargestellt. Für einen Vergleich ist das Zuströmprofil ohne Beeinflussung ebenfalls eingezeichnet. Die Abströmprofile sind gekennzeichnet durch eine Eckenablösung im Nabenbereich (bis $h_K = 0,3$). Hierdurch wird die restliche Kanalströmung verdrängt, so dass die Abströmung für den Fall ohne Beeinflussung bei $h_K = 0,7$ bis zu 15 % gegenüber der Zuströmung beschleunigt wird.

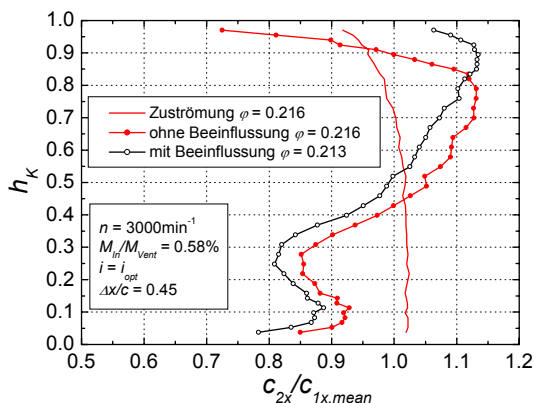


Abbildung 3: Radialprofile der normierten axialen Strömungskomponente c_{2x}

Eine Folge der Beeinflussung ist die starke Beschleunigung in der Interaktionszone von Gehäusegrenzschicht, Blattspitzenwirbel und Schaufelnachlauf durch den Düsenfreistrahle bei etwa $h_K = 0,85$. Trotz der lokal begrenzten Einblasstellen führt die Beeinflussung zu einer Verzerrung des gesamten Strömungsprofils. Der veränderte Durchsatz scheint auch in den Profilen der Abströmung vorzuliegen. Eine Massenstrommittelung mit beiden Profilen ergibt jedoch für die in Abbildung 1 dargestellten Messpositionen keine Änderung.

In einer Turbomaschine ist der vom Laufrad veränderte Drall $\Delta c_u \cdot r$ (Änderung der Umfangskomponente multipliziert mit dem Radius, vgl. Abbildung 1) direkt proportional

zur zugeführten Energie. In Abbildung 4 ist gegenüber dem unbeeinflussten Fall eine Abnahme des Dralls ab $h_K = 0,7$ zu erkennen. Die Abströmung in Umfangsrichtung des Laufrades wird hier durch die entgegen der Drehrichtung eingeblasene Druckluft gemindert. Insgesamt stellt sich ein minimal verminderter Druckanstieg (1,4 %) für den aerodynamisch optimierten Ventilator bei Beeinflussung ein. Ergebnisse früherer Untersuchungen zeigen, dass abhängig von der Versuchskonfiguration negative Auswirkungen auf das Betriebsverhalten vermieden werden können.

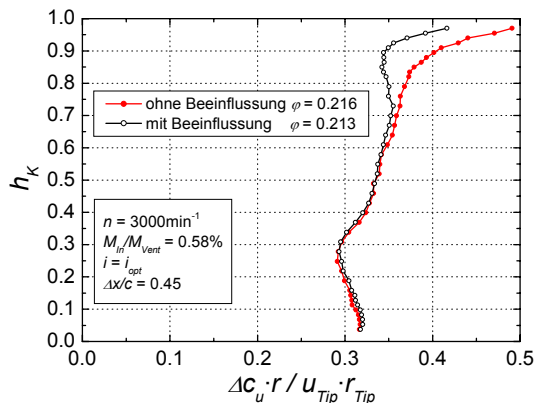


Abbildung 4: Radialprofile der Drallkomponenten normiert auf das Produkt der Umfangsgeschwindigkeit u_{Tip} des Laufrades und dem Radius r_{Tip} an der Blattspitze

Zusammenfassung

Im Forschungsvorhaben wird die Strömung im Blattspitzenbereich durch Drucklufteinblasung beeinflusst, um so aeroakustische Gegenschallquellen zur Minderung der tonalen Geräuschteile zu erzeugen. Diese Methode stellt hinsichtlich Robustheit, Einfachheit in der Anwendung und der guten akustischen Ergebnisse eine sehr attraktive Geräuschminderungsmaßnahme dar. Die durchgeführten Strömungsuntersuchungen an einem aerodynamisch optimierten Laufrad zeigen, dass die Beeinflussung in der untersuchten Konfiguration, welche allein hinsichtlich der akustischen Ergebnisse optimiert ist, zu geringen aerodynamischen Verlusten führt.

Literatur

- [1] Schulz, J., Neise, W., Möser, M.: Experimental Investigation of Active Control of the Tonal Noise Components of Axial Turbomachinery with Flow Control, 7. Congrès Français d'Acoustique, CFA/DAGA 04, 22.-25. März 2004, Straßburg, Frankreich.
- [2] Schulz, J.: Aktive Geräuschminderung des Drehklangs axialer Turbomaschinen durch Strömungsbeeinflussung, Dissertation TU-Berlin Juni 2004.
- [3] Fuchs, M.: Experimentelle Untersuchung der Beeinflussung der Schaufelumströmung an einem zweidimensionalen Modell eines axialen Gitters durch Drucklufteinblasung im Bereich der Schaufelspitzen., Diplomarbeit TU-Berlin Dezember 2001.
- [4] Tyler, J. M., Sofrin, T. G.: Axial flow compressor noise studies., Transactions of the Society of Automotive Engineers 70, 309-332 (1962).
- [5] Lemke, O.: Untersuchungen der Strömung eines Axialventilators im Laufradbereich mit Hilfe der X-Drahtmesstechnik, Diplomarbeit TU-Berlin Juni 2004.