

# EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER AUSWIRKUNG VON EINLAUFSTÖRUNGEN AUF DIE AEROAKUSTIK EINER ROTOR-STATOR-KONFIGURATION AM FAN-PRÜFSTAND CRAFT

L. Klähn, L. Caldas, R. Meyer, A. Rudolphi, A. Moreau, U. Tapken

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik,  
Müller-Breslau-Str. 8, 10623 Berlin

## Zusammenfassung

An einem für aeroakustische Untersuchungen entwickelten Labor-Fan-Prüfstand wurden detaillierte aerodynamische und aeroakustische Messungen mit verschiedenen Einlaufstörungen durchgeführt. Das Ziel der vorgestellten Studie ist es, die Abhängigkeiten der Schallquellen einer Fan-Rotor-Stator-Stufe von den aerodynamischen Eigenschaften der Strömung besser zu verstehen. Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten werden flächig mit Totaldruckrechen gemessen. Die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen werden mit Hitzdrahtsonden erfasst. Für die Messung des Schallfeldes wird ein kombiniertes Mikrofonarray aus einem Linienarray und einem Ringarray verwendet. Die Schalleistungsspektren und integrierten Schalleistungspegel werden für verschiedene Betriebspunkte bestimmt und mit den inhomogenen mittleren und turbulenten Strömungsgeschwindigkeiten korreliert. Die Differenzen der Schalleistungspegel zwischen dem gestörten und dem ungestörten Fall zeigen eine geringe Abhängigkeit vom Betriebspunkt aber eine starke Abhängigkeit von der Turbulenzintensität und der Stärke der mittleren Geschwindigkeitsstörung. Die klaren Trends werden im Kontext der dominanten Breitband-Schallquellen, der Einlaufstörung-Rotor-Interaktion und der Rotor-Stator-Interaktion interpretiert.

## Keywords

Triebwerksakustik; Einlaufstörung; Grenzschichteinsaugung; Breitbandlärm; Turbulenz; Verdichter

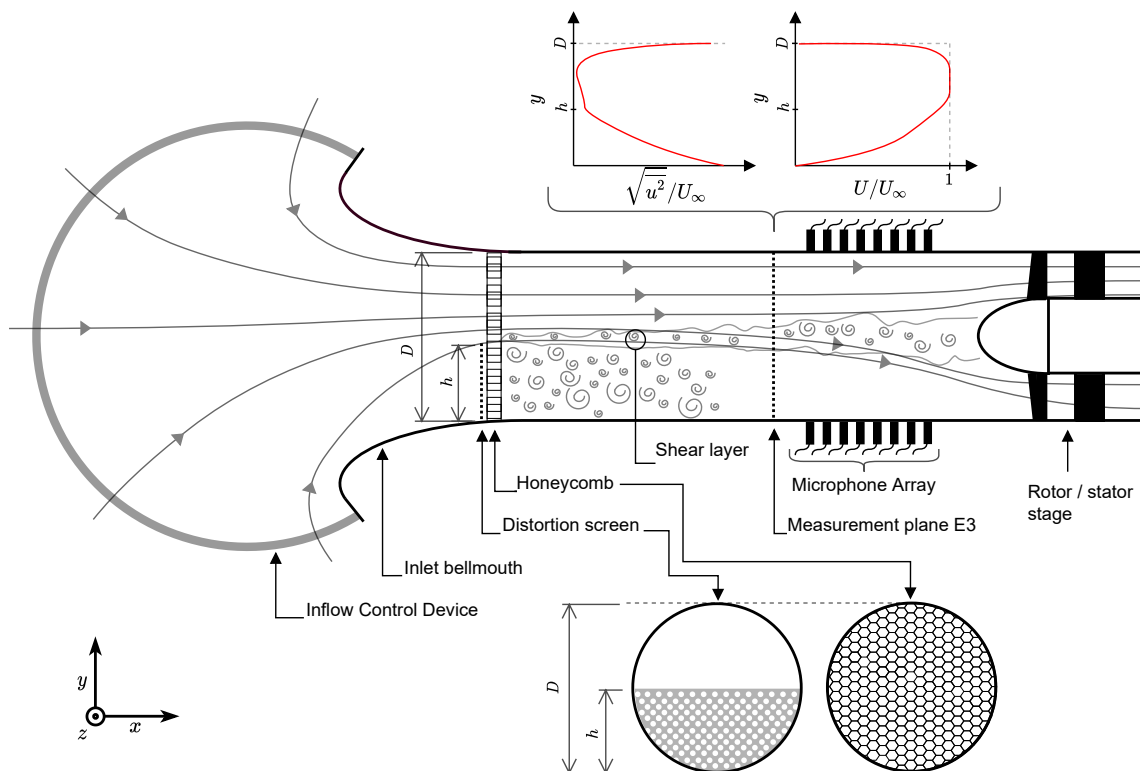
## 1. EINLEITUNG

Zukunftsweisende Flugzeugkonzepte, in denen das Triebwerk in den Rumpf eingebettet ist, besitzen das Potential einer deutlichen Effizienzsteigerung durch das Einsaugen der Rumpfgrenzschicht und die Verringerung des aerodynamischen Flugzeugwiderstands [1, 2]. Die eingesaugte Grenzschicht führt jedoch auch zu einem reduzierten Wirkungsgrad des Triebwerks [3] und es entstehen zusätzliche oder stärker angeregte Lärmquellen [4–7]. Als Teil eines DLR-internen Projekts, welches sich mit den Auswirkungen von Grenzschichteinsaugung (Boundary Layer Ingestion, BLI) auf die Aerodynamik, Aeroelastik, Strukturmechanik und Aeroakustik von Triebwerkfans [8] beschäftigt, hat die vorliegende Arbeit das Ziel, ein vertieftes Verständnis der durch Einlaufstörungen verursachten Schallentstehungsmechanismen am Fan zu entwickeln und Ansätze für Lärminderungsmaßnahmen zu identifizieren.

In experimentellen Studien zu Einlaufstörungen werden häufig Drahtnetze und/oder Lochbleche in Kombination mit einer tragenden Wabenstruktur verwendet, um gezielt inhomogene Profile der mittleren und turbulenten Strömung zu erzeugen [3, 9–13].

Diese Ansätze wurden für aeroakustische Studien zur Auswirkung von Einlaufstörungen auf die Fan-

Schallanregung am Prüfstand CRAFT (Co-/Counter Rotating Acoustic Fan Test Rig) aufgegriffen [14]. Wie in Bild 1 schematisch dargestellt ist, wurden durch den Einsatz verschiedener Lochbleche eine große Variation an inhomogenen Gleichströmungs- und Turbulenzverteilungen realisiert. Ziel der vorliegenden Studie ist es, auf Basis umfangreicher aeroakustischer Messungen [15, 16] die durch Einlaufstörungen verursachten zusätzlichen breitbandigen Geräuschanregungen zu bewerten und die maßgeblichen aerodynamischen Einflussgrößen zu identifizieren. Dies sind zum einen die breitbandigen Schallquellen an den Rotorvorderkanten, die aus der Interaktion mit der Turbulenz in der Zuströmung resultieren. Der zweite wichtige Mechanismus besteht in der Interaktion der Rotornachläufe mit dem Stator [17]. Hier wirkt sich die Einlaufstörung in veränderten Inzidenzen und damit ungleichmäßigen Rotornachlauf-Formen aus, was ebenfalls zu einer erhöhten breitbandigen Schallanregungen führt. Ein Fokus der Untersuchungen liegt auf der Analyse der Intensität und der integralen Längenskala der turbulenten gestörten Anströmung, da diese in direktem Zusammenhang mit der breitbandigen Geräuscentwicklung des Fans stehen [6, 18].

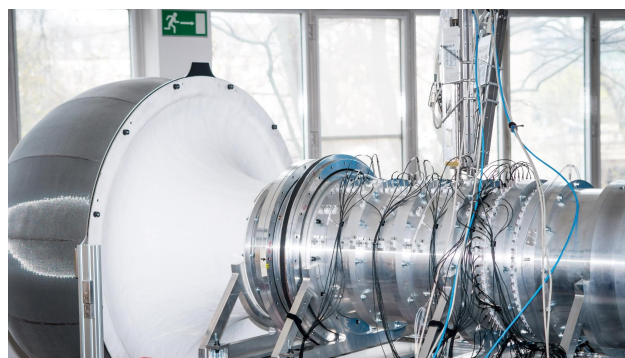


**BILD 1. Skizze der Messstrecke im CRAFT Prüfstand in der Konfiguration für die Untersuchung von Einlaufstörungen.**

**2. EIGENSCHAFTEN DES FAN-PRÜFSTANDS**

Die untersuchte Rotor-Stator-Konfiguration ermöglicht die Untersuchung aller relevanten subsonischen Schallquellen, die auch an den Triebwerkfans großer Verkehrsflugzeuge vorhanden sind und ist repräsentativ für die Antriebe zukünftiger urbaner Flugzeuge [19]. Der Kanaldurchmesser beträgt durchgängig 453,6 mm. Um eine möglichst gleichmäßige und turbulenzarme Strömung in der Messstrecke zu gewährleisten, wird ein speziell für den CRAFT konstruierter Inflow Control Device (ICD) verwendet [20]. Der Prüfstand ermöglicht umfangreiche Messungen sowohl stromauf und stromab der Fanstufe, als auch zwischen Rotor und Stator. Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten werden stromab der Einlaufstörung mit Totaldruckrechen flächig abgetastet. Die turbulenten Komponenten der Strömung werden mittels radial traversierter Hitzdraht-Sonden im Einlauf sowie hinter dem Rotor erfasst und daraus die Turbulenzintensitäten und integralen Längenmaße bestimmt. Das vom Fan erzeugte Schallfeld wird im Einlauf und Austritt durch wandbündig installierte Mikrofonarrays abgetastet und in die dominanten Kanalmoden zerlegt.

Das Mikrofonarray im Einlauf besteht aus einem um 360° drehbaren, äquidistanten Linienarray aus 30 Mikrofonen mit einem Abstand von 24 mm, 1108 mm bis 420 mm stromauf des Rotors, und einem stehenden Ringarray aus 59 äquidistant verteilten Mikrofonen 300 mm stromauf des Rotors. Die Mikrofonarrays



**BILD 2. CRAFT Prüfstand mit Mikrofonen und Hitzdrahtsonden instrumentiert.**

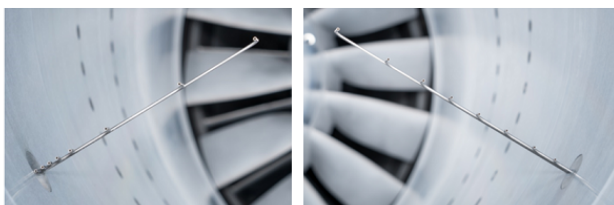
sind in Bild 2 zusammen mit ICD und Bellmouth zu sehen. Die Rotorebene befindet sich am rechten Bildrand. Diese Mikrofonanordnung ist nach den in [21] beschriebenen Kriterien optimiert, sodass die Schalleistung bis etwa 6 kHz in stromauf und stromab laufende Moden zerlegt werden kann [16, 22]. Auf der Austrittsseite befindet sich ebenfalls ein Mikrofonarray aus einer Kombination eines Linien- und Ringarrays mit dem die Akustik ebenfalls bis 6 kHz vollständig aufgelöst werden kann.

Die aerodynamische Messebene befindet sich innerhalb des Mikrofonarrays im Einlauf etwa 670 mm stromauf des Rotors und 550 mm stromab des Störzauns, wie in Bild 3 zu sehen ist. Die Totaldruckrechen wurden in 2,5° Schritten um den gesamten

Umfang traversiert um das mittlere Strömungsfeld aufzulösen. Eine detaillierte Darstellung der Totaldruckrechen und Hitzdraht Sonden ist in Bild 4 gezeigt. Die radialen Messpositionen der Totaldruckrechen liegen bei (2, 6, 10, 15, 23, 45, 90, 135) mm, bzw. (15, 30, 50, 70, 90, 110, 135, 170) mm, jeweils gemessen von der Außenwand.



**BILD 3. Ansicht der aerodynamischen und akustischen Messstellen in der Einlaufstrecke**



**BILD 4. Nahaufnahme der Totaldruckrechen (unten) und Hitzdrahtsonden (oben)**

Für die Messung der turbulenten Strömungsgeschwindigkeiten werden zwei X-Draht Sonden verwendet. Eine Sonde misst die axialen und radialen Komponenten ( $u, v$ ) und die andere Sonde misst die axialen und Umfangskomponenten ( $u, w$ ). Die Sonden verfügen über je zwei 2,8 mm lange Wolframdrähte mit einem Durchmesser von 9  $\mu\text{m}$ . Die Hitzdrahtsonden wurden um 300 mm in den Kanal hinein traversiert, also über die Kanalmitte hinaus.

Hierfür wurden die Sonden nacheinander mittig hinter dem Zaun positioniert. Weitere Informationen zu dem Messverfahren sind in [14, 15, 23] zu finden.

### 3. DEFINITION DER STRÖMUNGSPARAMETER

Um die Vergleichbarkeit der Messungen mit verschiedenen Einlaufstörungen zu gewährleisten werden die Drehzahl und der Massenstrom normiert auf Standard Atmosphären Bedingungen<sup>1</sup>. Das Verfahren ist in [24] beschrieben. Die Nenndrehzahl (ND) in % beschreibt die korrigierte Drehzahl relativ zur maximalen Drehzahl von 4500 U/min. Bei den unterschiedlichen Konfigurationen wurde bei gleicher Nenndrehzahl und bei gleichem reduziertem Massenstrom gemessen. Daraus folgt, dass die Totaldruckerhöhung sich bei den verschiedenen Einlaufstörungen unterscheiden kann.

Neben der Drehzahl wird die Lieferzahl verwendet, um den Betriebspunkt zu beschreiben. Im Gegensatz zum Massenstrom lässt sich die Lieferzahl bei verschiedenen Drehzahlen konstant halten:

$$(1) \quad \Phi = \frac{\dot{V}}{\pi R^2 U_t}$$

Hier beschreibt  $\dot{V}$  den Volumenstrom,  $U_t$  die Blattspitzengeschwindigkeit und  $R$  den Kanalradius. In den akustischen Messungen wurde der Volumenstrom mit einem einzelnen Pitot-Rohr stromauf vom Störzaun, und einem Korrekturfaktor, der aus den Messungen mit den Totaldruckrechen bestimmt wurde, gemessen.

Da Einlaufstörungen mitunter sehr verschieden sein können, ist es schwierig unterschiedliche Strömungsprofile miteinander zu vergleichen. Ein Koeffizient der häufig verwendet wird ist der *distortion coefficient* DC(60) [13, 25–27].

$$(2) \quad \text{DC}(60) = \frac{|p_{t,L60} - p_{t,av}|}{p_{d,av}}$$

wobei  $p_{t,L60}$  den minimalen, über einen Winkelbereich von 60° gemittelten Totaldruck beschreibt.  $p_{t,av}$  ist der mittlere Totaldruck der gesamten Fläche und  $p_{d,av}$  ist der mittlere dynamische Druck. Alle Werte werden gewichtet mit dem Volumenstrom gemittelt. Der DC(60) Wert ist nahezu unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit.

Zur Beschreibung der Einlaufstörungen als eingesaugte Grenzschicht wird die Impulsverlustdicke verwendet, die definiert ist als:

$$(3) \quad \delta^* = \int_0^\infty \left(1 - \frac{U(y)}{U_\infty}\right) dy$$

Hier Beschreibt  $U(y)$  die lokale Strömungsgeschwindigkeit,  $y$  ist die Achse über den Radius, und  $U_\infty$  die freie, ungestörte Strömung.

<sup>1</sup> $T_{\text{ref}} = 15 \text{ °C}$  und  $p_{\text{ref}} = 101\,325 \text{ Pa}$



Die Turbulenzintensität wird aus dem Autoleistungsdichtespektrum der instationären Geschwindigkeitssignale aus den Hitzdrahtmessungen bestimmt: Die Varianz der axialen Geschwindigkeitskomponente  $u(t)$  ist

$$(4) \quad \overline{u^2} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{uu}(f)df,$$

mit  $S_{uu}(f)$  dem Autoleistungsdichtespektrum von  $u(t)$ . Die Turbulenzintensität dieser Geschwindigkeitskomponente ist dann:

$$(5) \quad T_u = \frac{\sqrt{\overline{u^2}}}{U}.$$

In dieser Arbeit wird zur Berechnung der Turbulenzintensität die lokale Geschwindigkeit  $U$  zur Normierung verwendet und nicht die Geschwindigkeit in der freien Strömung  $U_{\infty}$ .

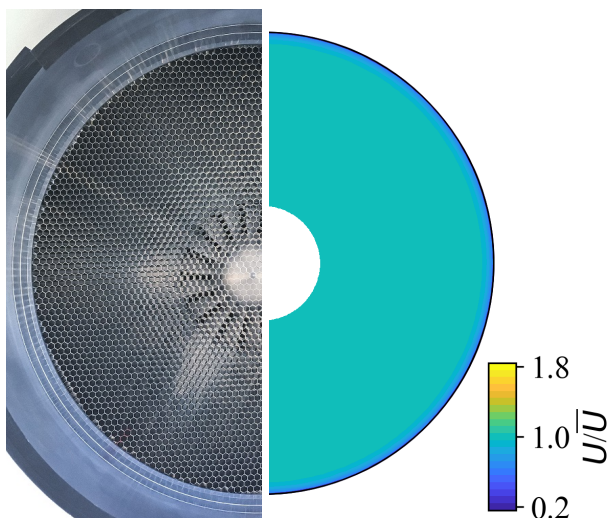
Unter Annahme der Taylor Bedingung (frozen turbulence) und einer homogenen und isotropen Turbulenz (HIT) wird die integrale Längenskala der Strömungsgeschwindigkeitskomponente berechnet (vgl. [28, 29]):

$$(6) \quad ILS = \left[ \frac{S_{uu}(f)U}{4u^2} \right]_{f \rightarrow 0},$$

Die Annahme über die Isotropie der Turbulenz wurde wegen der Robustheit dieses Schätzers getroffen.

#### 4. AERODYNAMISCHE ERGEBNISSE

In Bild 5 ist die Referenz-Konfiguration mit dem Wabengleichrichter, ohne Störzaun dargestellt. Links ist

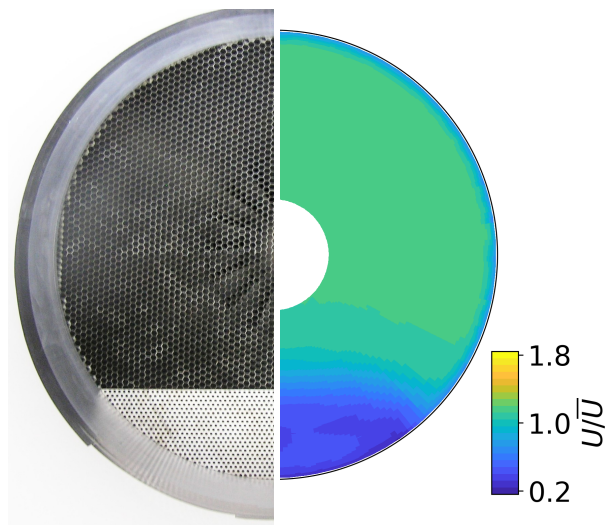


**BILD 5. Referenz Konfiguration**

ein Foto der Wabe zu sehen, rechts das gemessene Strömungsprofil in der aerodynamischen Messebene. Die Grenzschichtdicke beträgt etwa 15 mm. Außerhalb der Grenzschicht ist die Strömungsgeschwindigkeit über den gesamten Querschnitt

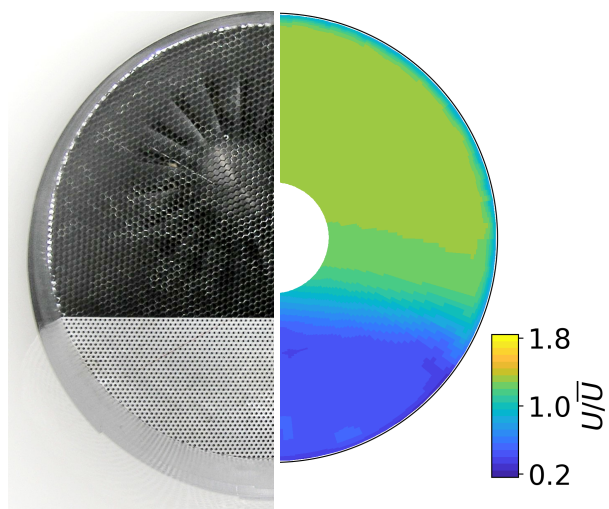
nahezu konstant. Die axiale Strömungsgeschwindigkeit wurde mit dem flächenbezogenen Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit normiert.

In Bild 6 ist die Konfiguration mit der Bezeichnung FH20-OR33PP gezeigt. Hierbei bezeichnet FH mit "fence height" die Höhe des Störzauns in % bezogen auf den Kanaldurchmesser, hier 20 %. OR steht für "opening ratio" und bezeichnet das Öffnungsverhältnis des Lochblechs, aus dem der Zaun besteht, hier 33%. Die Abkürzung PP steht für "perforated plate" und beschreibt das Material des Störzauns. Da die Störzäune und die resultierenden Strömungsprofile symmetrisch bezüglich der vertikalen Achse sind, wird hier jeweils nur der halbe Störzaun und das halbe Strömungsprofil gezeigt.



**BILD 6. FH20-OR33PP**

In Bild 7 ist der Störzaun FH33-OR33PP dargestellt. In diesem Fall ist bereits ein beträchtlicher Teil des Querschnitts durch den Zaun verblockt.



**BILD 7. FH33-OR33PP**

Die stärkste untersuchte Einlaufstörung ist in Bild 8 dargestellt: FH50-OR33PP. Hier ist der halbe Quer-

schnitt durch den Störzaun verblockt. Dadurch wird die Geschwindigkeit in der freien Strömung deutlich erhöht, im Vergleich zum Fall mit gleichem Massenstrom aber ohne Störzaun.

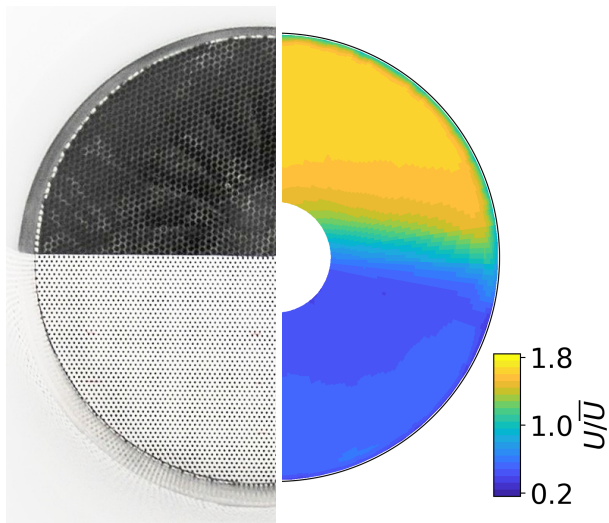


BILD 8. FH50-OR33PP

Für den Störzaun FH50-OR64PP wurde ein anderes Lochblech mit größerem Öffnungsverhältnis verwendet, wie in Bild 9 zu sehen ist.

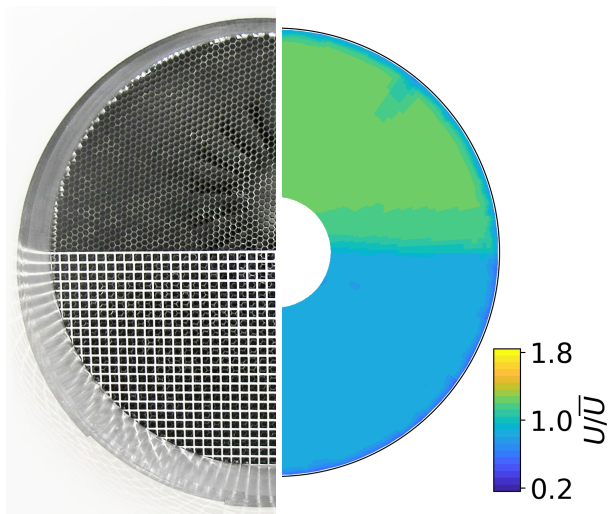
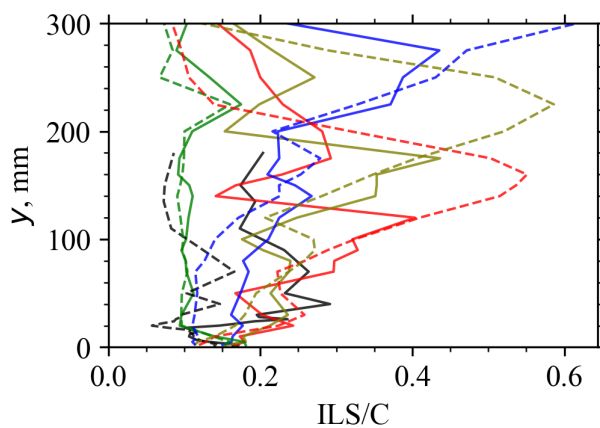


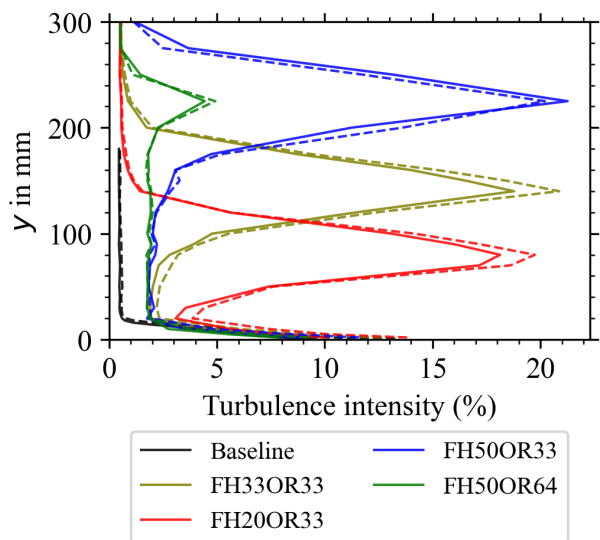
BILD 9. FH50-OR64PP

Die verschiedenen Strömungsprofile wurden mit der Impulsverlustdicke normiert und in Bild 15 über der normierten Geschwindigkeit dargestellt. Diese Normierung führt dazu, dass die Profile, die von den Störzäunen mit gleichem Öffnungsverhältnis erzeugt werden, nahezu deckungsgleich sind.

In Bild 10a sind die Ergebnisse der axialen integralen Längenskala für alle Konfigurationen gezeigt. Die durchgezogenen Linien beziehen sich hierauf auf 100%ND und die gestrichelten Linien auf 50%ND. Die niedrige Drehzahl wird hier zum Vergleich herangezogen. Die Längenskala wird mit der Seh-



(a) Verteilung der turbulenten integralen Längenskala



(b) Turbulenzintensität über den Abstand zur Kanalwand.

BILD 10. Turbulenz Parameter aller Störzäune im Vergleich zur Referenzkonfiguration. Dargestellt ist die axiale Geschwindigkeitskomponente. Durchgezogenen Linien beziehen sich auf 100%ND und gestrichelte Linien auf 50%ND.

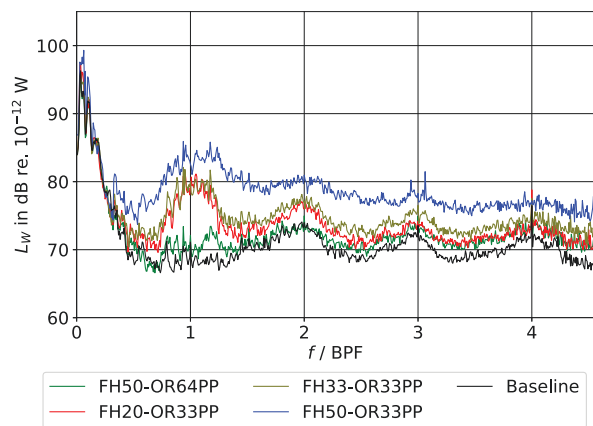
nenlänge der Rotorschaukeln  $C = 62\text{ mm}$  normiert. Diese Normierung soll einen Eindruck von der Kohärenzlänge der turbulenten Strukturen relativ zur Rotor-Sehnenlänge vermitteln und ist unabhängig von den Mechanismen der Turbulenzerzeugung. Dieser Zusammenhang ist wichtig für die Interpretation der akustischen Messungen. Größere turbulente Strukturen erzeugen bei der Interaktion mit den Rotorschaukeln teilkohärente Schallquellen, die im Schalldruckspektrum als schmalbandige Peaks bei den Harmonischen der Blattpassierfrequenz (BPF) zu sehen sind [6, 18]. Je größer die Kohärenzlänge ist, umso schmaler und höher sind die Peaks [30]. In vorherigen Analysen wurde gezeigt, dass durch die Wabe große eingesaugte Strukturen aufgebrochen werden und damit die hierauf bezogene Schallquelle unterdrückt wird [31]. Die kleinen Längenskalen, die hier gemessen wurden legen nahe, dass auch durch

die Störzäune, montiert stromauf der Wabe, keine großskaligen turbulenten Strukturen erzeugt werden. Im Baseline Fall reicht die Längenskala bezogen auf die Sehnenlänge von  $ILS/C = 0,1$  bis  $0,3$ , es ist jedoch kein klarer Trend erkennbar. Der Störzaun mit dem größeren Öffnungsverhältnis (grüne Kurve) erzeugt eine fast konstante Längenskala von  $ILS/C = 0,1$  bei beiden Drehzahlen. Bei den Störzäunen mit 33 % Öffnungsverhältnis (rote, oliv-farbene und blaue Kurve) zeigen sich einige Trends: Die Längenskala steigt an in Richtung der Scherschicht, also in dem Bereich der Kante des Zaunes. Hinter der Kante fällt die Längenskala auf ungefähr  $ILS/C = 0,2$ , das Niveau vom Referenzfall. Die Turbulenzintensität ist ebenfalls maximal in der Scherschicht. Hier ist der Trend noch stärker ausgeprägt, wie in Bild 10b zu sehen ist. Die Turbulenzintensität ist kaum durch die Drehzahl beeinflusst, im Gegensatz zur Längenskala. Tatsächlich ist die Längenskala bei niedrigen Drehzahlen größer und das Maximum verschiebt sich in Richtung der freien Strömung. Eine mögliche Erklärung hierfür ist die Abhängigkeit der Scherschichtdicke von der Strömungsgeschwindigkeit.

## 5. AKUSTISCHE ERGEBNISSE

Schall breitet sich in Strömungskanälen in Form von Moden aus. Im Fall einer ebenen Kolbenströmung lässt sich jedes Schallfeld als Superposition von Moden mit der azimuthalen Ordnung  $m$  und der radialen Ordnung  $n$  darstellen. Die Modenformfunktionen sind Eigenlösungen der Besselschen Differentialgleichung. Die axialen Wellenzahlen  $k_{mn}$  können aus den zugehörigen Eigenwerten bestimmt werden [32]. Durch das Lösen eines linearen Gleichungssystems lassen sich die Modenamplituden der stromauf und stromab laufenden Moden aus den komplexen Schalldruckamplituden der jeweiligen Frequenz bestimmen. Für die Analyse des breitbandigen Anteils des Schalls wird angenommen, dass alle akustischen Moden paarweise unkorreliert sind. In diesem Fall kann eine Kombination aus einem Linienarray und einem Ringarray die Modendekomposition mit der gleichen Genauigkeit gewährleisten, wie ein Array das aus vielen Ringarrays besteht (entsprechend der Anzahl von Sensoren im axialen Array) [22]. Um das Breitbandsignal aus den Messungen zu erhalten, wird das Rotor-kohärente Signal mittels einer zyklstationären Analyse herausgefiltert [33, 34]. Nach der Zerlegung des Schallfeldes in Kanalmoden, wird ausgehend von Morfeys Ansatz [35] aus den Modenamplituden die transportierte Schalleistung jeder Mode berechnet. Die Schalleistungen aller stromauf laufenden Moden werden je Frequenz aufsummiert, um das Schalleistungspegelspektrum zu erhalten, wie etwa in Bild 11 gezeigt.

Bei der Zerlegung des Schallfeldes in einer azimuthal ungleichmäßigen Strömung, wie in der vorliegenden Arbeit, werden die Moden durch Brechungseffekte verzerrt [36]. Da relativ kleine Strömungsgeschwin-



**BILD 11. Schalleistungsspektren am Auslegungspunkt**

digkeiten vorliegen wird davon ausgegangen, dass dieser Effekt schwach ist und die Eigenlösungen der Besselschen Differentialgleichung in guter Näherung verwendet werden können, ähnlich wie es bezüglich des Einfluss von Wandgrenschichtprofilen festgestellt wurde [37].

Es soll darauf hingewiesen werden, dass für die hier gezeigten Analysen das Mikrofonlinienarray an mittlerer Position stromab des Störzauns ausgewertet wurde. Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten sind an dieser Umfangsposition der Mikrofonmessung die geringsten konvektiven Druckschwankungen überlagert. Direkt in der Scherschicht hinter der Kante des Störzaunes werden hingegen sehr starke konvektive Druckschwankungen gemessen, die die akustischen Ergebnisse maskieren können. In dem Bereich der freien Strömung, außerhalb der Störung sind ebenfalls höhere Druckschwankungen festgestellt worden. Diese skalieren mit der Strömungsgeschwindigkeit. Ein Vergleich einer Positionierung des Linienarrays mittig hinter dem Störzaun und um  $180^\circ$  versetzt hat gezeigt, dass die resultierenden Schalleistungspegel bei der Positionierung hinter der Störung etwa 1 dB bis 2 dB niedriger sind [16].

In Bild 11 sind die Schalleistungspegel über der Frequenz aufgetragen. Gezeigt sind die Ergebnisse bei 100 % ND und der Lieferzahl  $\Phi = 0,33$ , dies entspricht dem Auslegungspunkt. Alle Störzäune mit 33 % Öffnungsverhältnis führen zu einer ausgeprägten Pegelerhöhungen in einem breiten Frequenzband um die Grundharmonische der Blattpassierfrequenz. Die Ursache hierfür ist die erhöhte kinetische Energie des turbulenten Felds. Die turbulenten Strukturen interagieren mit den Rotorschaukeln und emittieren, randomisiert durch die turbulenten Relativgeschwindigkeiten, Schall um die BPF herum. Da die integralen Längenskalen kleiner bleiben als die Sehnenlänge, ist der Frequenzbereich dieses Effekts sehr breit. Der zugrunde liegende Quellmechanismus ist die Turbulenz-Rotor Interaktion. Dieser Effekt soll in weiterführenden Studien mit



physikbasierten, analytischen Modellen untersucht werden.

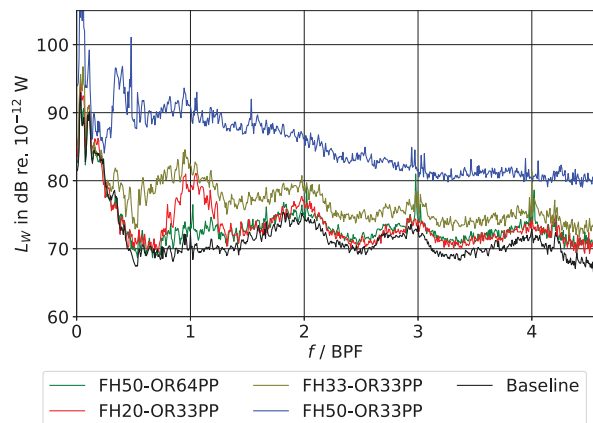
Dieser Effekt ist für den Zaun mit 64 % Öffnungsverhältnis nicht zu erkennen. Nach aktuellem Verständnis ist dies auf die kleineren Längenskalen und geringeren Turbulenzintensität der Einlaufstörung FH50-OR64PP zurückzuführen.

Bei höheren Frequenzen führen die Einlaufstörungen tendenziell zu einer gleichmäßigen Erhöhung der abgestrahlten Schalleistung. Interessant ist der Verlauf der Schalleistung für die Konfiguration FH20-OR33PP (rote Kurve). Bis etwa 2,5 BPF entspricht dieser dem Verlauf der FH33-OR33PP Konfiguration, oberhalb davon eher dem Verlauf der FH50-OR64 Konfiguration. Passend zu dieser Beobachtung erzeugen die Störzäune mit 33% Öffnungsverhältnis ähnliche Turbulenzintensitäten und Längenskalen, die wir mit tieffrequenten Schallquellen in Verbindung bringen. Andererseits verursachen die beiden Störzäune FH20-OR33PP und FH50-OR64PP ähnliche starke Störungen der mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Sinne des DC60-Koeffizienten, vgl. Tab. 1. Die hochfrequenten Pegelerhöhungen gehen folglich auf die Störung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit zurück.

Die hier verwendete Methode der Strömungsbeeinflussung entspricht einer teilweisen Verblockung des Kanals. Bei gleichbleibendem Massenstrom folgen daraus Bereiche mit erhöhter sowie verringerter Strömungsgeschwindigkeit. Welchen Einfluss der Massenstrom auf die verschiedenen Schallquellenmechanismen hat, ist aus früheren analytischen und experimentellen Studien bekannt [17, 38]. Die Zusammenhänge lassen sich auf die lokal veränderten Strömungsgeschwindigkeiten übertragen. Einerseits werden im Bereich der erhöhten mittleren Geschwindigkeit alle Breitbandschallquellen verstärkt, da diese mit der 5. Potenz der Mach-Zahl skalieren. Andererseits entstehen in dem Bereich der niedrigen Geschwindigkeit große Inzidenzwinkel an der Rotorvorderkante. Dies führt zu einer stärkeren Anregung des Rotor-Stator-Interaktionslärms.

Ein anderes Bild ergibt sich für den stark angedrosselten Fall mit der Lieferzahl  $\Phi = 0,28$  in Bild 12. Abgesehen von einem Buckel um die BPF ähneln sich FH50-OR64PP und FH20-OR33PP sehr stark. Bei diesem Betriebspunkt ist die Rotor-Stator Interaktion die dominante Lärmquelle. Eine veränderte Zuströmturbulenz, die sich direkt auf die Turbulenz-Rotor Interaktion auswirkt, fällt daher nicht so stark ins Gewicht. Die blaue Kurve (FH50-OR33PP) zeigt kein wellenförmiges Spektrum mehr und fällt daher aus dem Trend. Stattdessen wird eine sehr starke Pegelerhöhung von etwa 20 dB bei tiefen Frequenzen beobachtet. Ursache hierfür ist vermutlich ein Strömungsabriss am Rotor (stall) in dem Bereich der verringerten Strömungsgeschwindigkeit. Da dieser Betriebspunkt noch stabil ist gehen wir davon aus, dass die Strömung in dem Bereich mit der erhöhten Geschwindigkeit wieder an der Schaufel anliegt.

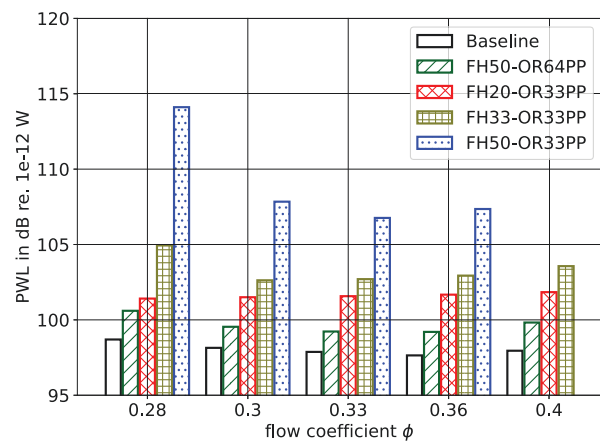
Stabil in diesem Fall heißt, dass die Druckerhöhung des Fans und der Massenstrom konstant bleiben.



**BILD 12. Schalleistungsspektre angedrosselt**

Für eine komprimierte Gegenüberstellung wird der breitbandige Anteil der Schalleistung für 5 Lieferzahlen und 2 Drehzahlen ausgewertet und über den Frequenzbereich zwischen 0,5 BPF und 4,5 BPF aufintegriert. Dadurch werden tieffrequente Anteile, die nicht von der Fan-Stufe sondern vermutlich von der Drossel stammen, nicht berücksichtigt. Die obere Grenzfrequenz entspricht der Limitierung des Mikrofonarrays.

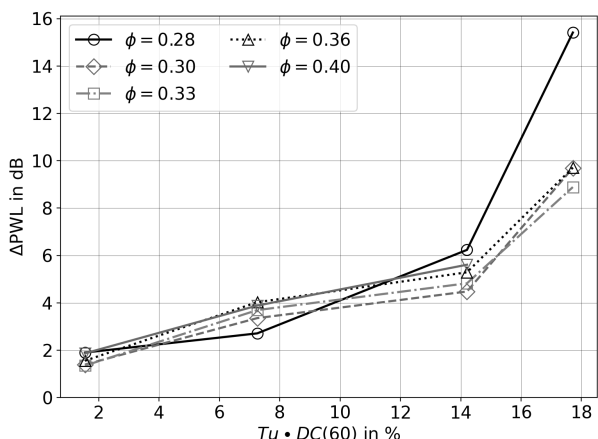
Die integrierten Schalleistungspegel der verschiedenen Konfigurationen sind in Bild 13 für alle Lieferzahlen bei 100 % ND zusammengefasst. Die Pegel der



**BILD 13. Schalleistungspegel bei voller Drehzahl**

Referenzkonfiguration ändern sich nur leicht mit der Lieferzahl. Die Konfigurationen mit Einlaufstörung zeigen unterschiedliche Trends, doch die Reihenfolge ist bei allen Lieferzahlen gleich. Stets erzeugt die Konfiguration FH50-OR33PP die stärkste Pegelerhöhung, gefolgt von FH33-OR33PP und FH20-OR33PP. Die niedrigsten Pegel werden durch den Störzaun FH50-OR64PP erzeugt. Die Lieferzahl  $\Phi = 0,40$  konnte mit dem größten Störzaun nicht erreicht werden, da die Verblockung des Kanals dafür zu groß war. Bei der

kleinsten Lieferzahl fällt die stärkste Störung mit einer sehr starken Pegelerhöhung auf (blauer Balken). Wie bereits anhand von Bild 12 diskutiert, ist dies auf einen teilweisen Strömungsabriss zurückzuführen. Wie in den Bildern 11 und 12 gezeigt, erzeugen die verschiedenen Störzäune ähnliche Frequenzverläufe der Schalleistung wie der Referenzfall, wenn auch bei höherem Pegel. Dies passt zu den Beobachtungen aus den Hitzdraht-Analysen: Die Turbulenzintensität wird durch die Störzäune jeweils erhöht, die Längenskalen bleiben jedoch klein relativ zur Sehnenlänge. Um die Pegelerhöhung mit den turbulenten Strömungseigenschaften zu korrelieren muss die 2-dimensionale Verteilung der Turbulenz berücksichtigt werden. Ein einfacher Ansatz, um die Turbulenzerhöhung zu gewichten ist eine Multiplikation des Strörkoeffizienten  $DC(60)$  mit der maximalen Turbulenzintensität. Durch diese Gewichtung wird berücksichtigt, dass in einer Strömung mit einem größeren  $DC(60)$  Wert ein größerer Bereich der Querschnittsfläche von der Turbulenzerhöhung betroffen ist. In Bild 14 ist die Pegelerhöhung der Schalleistung im Vergleich zum Referenzfall über dem Produkt aus  $DC(60)$  Koeffizient und maximaler Turbulenzintensität dargestellt. Hierbei kann angenommen werden, dass beide Faktoren unabhängig von der axialen Strömungsgeschwindigkeit sind. Daher ist der Wert für alle Lieferzahlen der gleiche. Die Faktoren sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Ergebnisse zeigen leichte Variationen für die verschiedenen Lieferzahlen und einen Außreißer bei  $\Phi = 0,28$ , der bereits diskutiert wurde. Davon abgesehen ist ein fast linearer Trend erkennbar zwischen der Pegelerhöhung und dem Produkt aus maximaler Turbulenz und  $DC(60)$ .



**BILD 14. Vergleich der Schalleistungspegelerhöhung bei voller Drehzahl über der DC60-gewichteten Turbulenzintensität.**

Es soll in weiteren Untersuchungen eine physikalisch besser motivierte Gewichtung bestimmt werden. Hierfür wird die Turbulenzintensität, die an nur einem radialen Schnitt gemessen wurde, auf die 2-dimensionalen Geschwindigkeitsfelder abgebildet werden. Dieses Verfahren soll die Störung der mitt-

leren Strömung mit der Turbulenzintensität in einer Weise verknüpfen, die es ermöglicht eine turbulente kinetische Energie für die gesamte Strömung zu bestimmen.

Im Anhang in Bild 16 und Bild 17 sind die Absolutpegel und die Pegelerhöhung bei halber Drehzahl dargestellt. Die Trends sind grundsätzlich die gleichen wie bei voller Drehzahl, jedoch werden bei der niedrigen Drehzahl geringere Pegelerhöhungen gemessen.

## 6. AUSBLICK: ANALYTISCHE MODELLIERUNG

Mit dem Ziel eines besseren Verständnisses der verschiedenen Schallquellen unter gestörten Strömungsbedingungen sind Simulationen mit analytischen Modellen geplant. Hierfür sollen die am CRAFT-Prüfstand gemessenen Turbulenz- und Geschwindigkeitsverteilung als Eingangsdaten verwendet werden. Von besonderem Interesse sind die dominanten Breitbandschallquellen aus Turbulenz-Rotor-Interaktion und Rotor-Stator-Interaktion.

Der breitbandige Turbulenz-Rotor Interaktionslärm skaliert mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit sowie mit der turbulenten kinetischen Energie [17]. Mit dem in [6] beschriebenen Verfahren soll diese Schallquelle modelliert, und mit den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt werden.

Die wichtigsten Einflussgrößen für den Rotor-Stator Interaktionsschall sind die Form der Rotornachläufe und die darin enthaltene turbulente kinetische Energie. Die Rotornachläufe variieren über den Umfang. Die Verteilung kann mit Hitzdrahtmessungen hinter dem Rotor bestimmt und als Grundlage für die Berechnung der Rotor-Stator Interaktionsschallquelle verwendet werden. Ob alternativ auch die Nachlaufformen aus der Variation der mittleren Strömungsgeschwindigkeit extrapoliert werden können, wäre ebenfalls interessant anhand der Hitzdrahtmessungen zu überprüfen.

## 7. ZUSAMMENFASSUNG UND FAZIT

Mit vier verschiedenen Störblechen wurden systematische Variationen von Einlaufstörungen am Akustik-Fan-Prüfstand CRAFT realisiert und mit umfangreichen akustischen und aerodynamischen Messungen erfasst. Das Ziel dieser Untersuchungen ist es, die akustischen Effekte mit den aerodynamischen Effekten der Einlaufstörung zu korrelieren. Die Einlaufstörungen ermöglichen eine systematische Parametervariation von Turbulenzintensität und Störkoeffizient  $DC(60)$ .

Für die Berechnung der Schalleistung wurde das gemessene Schallfeld in akustische Kanalmoden zerlegt. In einem breiten Frequenzbereich um die BPF wurde der stärkste Anstieg der abgestrahlten Schalleistung beobachtet. Als Ursache hierfür wurde die Interaktion zwischen Zuströmturbulenz und Rotor identifiziert. Zusätzlich wird auch die Rotor-Stator Interaktionsschallquelle stärker angeregt, sodass sich in der



Summe eine gleichmäßige Pegelerhöhung über alle Frequenzen oberhalb der BPF ergibt.

Die Pegeldifferenzen zwischen dem Referenzfall und den Fällen mit Einlaufstörung variieren nur geringfügig mit dem Betriebspunkt. Lediglich wenn die Störung zu groß ist, und es zu lokalen Ablösungen an der Rotorschaukel bei niedriger Lieferzahl kommt, gibt es signifikante Pegelunterschiede zwischen unterschiedlichen Betriebspunkten. Stattdessen wurde eine starke Abhängigkeit der Schallentstehung von den aerodynamischen Eigenschaften der gestörten Strömung festgestellt. Es konnte ein klarer, fast linearer Trend zwischen der Pegelerhöhung und der maximalen Turbulenzintensität (gewichtet mit dem DC(60)-Koeffizienten) festgestellt werden.

Ein vielversprechender Ansatz für folgende Studien ist es, die turbulente kinetische Energie für den gesamten Kanal-Querschnitt zu messen oder zu extrapolieren. Damit wäre ein allgemeiner Ansatz zur Korrelation von erhöhter Turbulenz und Breitbandlärm möglich, der auch für achsensymmetrische Einlaufstörungen anwendbar ist. In einer Folgestudie soll zudem der Einfluss der Einlaufstörungen auf die tonalen Schallfeldanteile untersucht werden. In diesem Kontext ist auch eine Untersuchung des Brechungseffekts der Besselmoden in inhomogenen Strömungen geplant.

#### Kontaktadresse:

Lukas.Klaehn@dlr.de

#### Literatur

- [1] E. M. Greitzer, P. A. Bonnefoy, E. De la Rosa Blanco, C. S. Dorbian, M. Drela, D. K. Hall, R. J. Hansman, J. I. Hileman, R. H. Liebeck, J. Lovegren, and P. Mody. N+3 aircraft concept designs and trade studies. Technical report, NASA CR-2010-216794/vol2, NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, 44135., 2010.
- [2] V. Madani and T. Hynes. Boundary layer ingesting intakes: design and optimization. In *Proceedings of XIX International Symposium on Air Breathing Engines, Montreal, Canada, ISABE. Vol. 1346*, 2009.
- [3] E. J. Gunn and C. A. Hall. Aerodynamics of boundary layer ingesting fans. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume Volume 1A: Aircraft Engine; Fans and Blowers, 06 2014. DOI: [10.1115/GT2014-26142](https://doi.org/10.1115/GT2014-26142).
- [4] F. J. Zenger, A. Renz, M. Becher, and S. Becker. Experimental investigation of the noise emission of axial fans under distorted inflow conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 383:124–145, 2016. DOI: [10.1016/j.jsv.2016.07.035](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.07.035).
- [5] D. Silberhorn, C. Hollmann, M. Mennicken, F. Wolters, F. Eichner, and M. Staggat. Overall design and assessment of aircraft concepts with boundary layer ingesting engines. In *Proceedings of the Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, 2019.
- [6] M. Staggat. *Modellierung und Prognose des Grenzschiicht-Rotor-Interaktionsschalls für integrierte Triebwerke*. PhD thesis, Technische Universität Berlin, 2021.
- [7] M. Daroukh, C. Polacsek, and M. Carini. Acoustic assessment of BLI effects on airbus nautilus engine integration concept - part I: Noise generation. In *28th AIAA/CEAS Aeroacoustics 2022 Conference*, 2022. DOI: [10.2514/6.2022-2943](https://doi.org/10.2514/6.2022-2943).
- [8] U. Tapken, T. Lengyel-Kampmann, J. Belz, A. Stürmer, and T. Otten. Auswirkung von Grenzschiichteinsaugung auf Triebwerkfans: Aerodynamik, Aeroelastik, Strukturmechanik und Akustik: Übersicht über das Projekt AGATA3S. In *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress DLRK 2022*, Dresden, 9 2022.
- [9] E. J. Gunn and C. A. Hall. Nonaxisymmetric stator design for boundary layer ingesting fans. *Journal of Turbomachinery*, 141(7):071010, 2019. DOI: [10.1115/1.4043343](https://doi.org/10.1115/1.4043343).
- [10] D. Perovic, C. A. Hall, and E. J. Gunn. Stall inception in a boundary layer ingesting fan. *Journal of Turbomachinery*, 141(9):091007, 2019. DOI: [10.1115/1.4043644](https://doi.org/10.1115/1.4043644).
- [11] J. E. Calogeras, C. M. Mehlic, and P. L. Burstadt. Experimental investigation of the effect of screen-induced total-pressure distortion on turbojet stall margin. Technical Memorandum NASA TM X-2239, National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, March 1971.
- [12] J. A. Lieser, P. Albrecht, and C. Biela. Planning of a compressor rig test with advanced inflow distortion simulation. In *Second Symposium "Simulation of Wing and Nacelle Stall"*, Brunswick, Germany, 6 2010.
- [13] J. Pečinka, G. T. Bugajski, P. Kmoch, and A. Jílek. Jet engine inlet distortion screen and descriptor evaluation. *Acta Polytechnica*, 57(1):22–31, 2017. DOI: [10.14311/AP.2017.57.0022](https://doi.org/10.14311/AP.2017.57.0022).
- [14] U. Tapken, L. Caldas, R. Meyer, M. Behn, L. Klähn, R. Jaron, and A. Rudolphi. Fan test rig for detailed investigation of noise generation mechanisms due to inflow disturbances. In *AIAA AVIATION 2021 FORUM*, 2021. DOI: [10.2514/6.2021-2314](https://doi.org/10.2514/6.2021-2314).
- [15] L. Caldas, L. Klähn, R. Meyer, and U. Tapken. Measurements of fan inflow distortion noise generation in a low speed fan – part I: aerodynamic analyses. In *28th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Southampton, UK, 6 2022. DOI: [10.2514/6.2022-2944](https://doi.org/10.2514/6.2022-2944).

- [16] L. Klähn, L. Caldas, and U. Tapken. Measurements of fan inflow distortion noise generation in a low speed fan - part II: acoustic analyses. In *28th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Southampton, UK, 2022*. DOI: [10.2514/6.2022-2945](https://doi.org/10.2514/6.2022-2945).
- [17] L. Klähn, A. Moreau, L. Caldas, R. Jaron, and U. Tapken. Advanced analysis of fan noise measurements supported by theoretical source models. *International Journal of Aeroacoustics*, 4 2022. DOI: [10.1177/1475472X221093703](https://doi.org/10.1177/1475472X221093703).
- [18] D. B. Hanson. Spectrum of rotor noise caused by atmospheric turbulence. *Journal of the Acoustical Society of America*, 56(1):110–126, 1974. DOI: [10.1121/1.1903241](https://doi.org/10.1121/1.1903241).
- [19] U. Tapken, L. Caldas, R. Meyer, M. Behn, L. Klähn, R. Jaron, A. Moreau, A. Rudolphi, and L. Enghardt. New test facility to investigate the noise generated by shrouded fans for small aircraft applications. In *Delft International Conference on Urban Air-Mobility, Technical Univ. Delft, Delft, The Netherlands, 2021*.
- [20] L. Caldas, S. Kruck, L. Klähn, A. Rudolphi, R. Meyer, L. Enghardt, and U. Tapken. Construction and assessment of an inflow-control-device for a low-speed aeroacoustic fan rig. *AIAA Journal*, pages 1–14, 2022. DOI: [10.2514/1.J061729](https://doi.org/10.2514/1.J061729).
- [21] U. Tapken and L. Enghardt. Optimisation of sensor arrays for radial mode analysis in flow ducts. In *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference) 2006*, pages AIAA 2006–2638, Cambridge, Massachusetts (USA), May 2006. DOI: [10.2514/6.2006-2638](https://doi.org/10.2514/6.2006-2638).
- [22] U. Tapken, D. Gutsche, and L. Enghardt. Radial mode analysis of broadband noise in flow ducts using a combined axial and azimuthal sensor array. In *20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 2014. DOI: [10.2514/6.2014-3318](https://doi.org/10.2514/6.2014-3318).
- [23] R. Meyer, S. Hakansson, W. Hage, and L. Enghardt. Instantaneous flow field measurements in the interstage section between a fan and the outlet guiding vanes at different axial positions. In *Proceedings of the 13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Lausanne, Switzerland., 2019*.
- [24] W. J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, 2004. DOI: [10.1007/978-3-662-07268-4](https://doi.org/10.1007/978-3-662-07268-4).
- [25] M.-S. Youn and Y.-J. Kim. Aerodynamic Characteristics of a Blended-Wing-Body Aircraft With A Serpentine Inlet Using Flow Control Techniques. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, volume Volume 1: Aircraft Engine; Fans and Blowers; Marine; Wind Energy; Scholar Lecture, 06 2021. DOI: [10.1115/GT2021-60335](https://doi.org/10.1115/GT2021-60335).
- [26] N. C. Bissinger and T. Breuer. *Basic Principles – Gas Turbine Compatibility – Intake Aerodynamic Aspects*, chapter 421, pages 5145–5154. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 9780470686652. 2010. DOI: [10.1002/9780470686652.eae487](https://doi.org/10.1002/9780470686652.eae487).
- [27] A. N. Rao, P. Sureshkumar, S. Stapelfeldt, B. Lad, K.-B. Lee, and R. Puente Rico. Unsteady analysis of aeroengine intake distortion mechanisms: Vortex dynamics in crosswind conditions. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2022, 2022*.
- [28] S. B. Pope. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000. DOI: [10.1017/CBO9780511840531](https://doi.org/10.1017/CBO9780511840531).
- [29] J. O. Hinze and B. J. Clark. *Turbulence*. McGraw-Hill series in mechanical engineering, 1975. ISBN: 0-07-029037-7.
- [30] S. J. Majumdar and N. Peake. Noise generation by the interaction between ingested turbulence and a rotating fan. *Journal of Fluid Mechanics*, 359:181–216, 1998. DOI: [10.1017/S0022112097008318](https://doi.org/10.1017/S0022112097008318).
- [31] L. Klähn, A. Moreau, L. Caldas, and U. Tapken. In-Duct Measurements of Fan-Noise in an Acoustic Fan Test Rig: Analysis Supported by Theoretical Source Modelling. In *International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems*, Senlis, FR, 6 2022.
- [32] J. M. Tyler and T. G. Sofrin. Axial flow compressor noise studies. *SAE Technical Paper*, 01 1962. DOI: [10.4271/620532](https://doi.org/10.4271/620532).
- [33] J. Antoni. Cyclostationarity by examples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(4):987–1036, 2009. DOI: [10.1016/j.ymssp.2008.10.010](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2008.10.010).
- [34] M. Behn, B. Pardowitz, and U. Tapken. Separation of tonal and broadband noise components by cyclostationary analysis of the modal sound field in a low-speed fan test rig. In *International Conference of Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems*, Darmstadt, Germany, 4 2018, Paper-No. 043.
- [35] C. L. Morfey. Sound transmission and generation in ducts with flow. *Journal of Sound and Vibration*, 14(1):37 – 55, 1971. DOI: [10.1016/0022-460X\(71\)90506-2](https://doi.org/10.1016/0022-460X(71)90506-2).
- [36] P. N. Shankar. On acoustic refraction by duct shear layers. *Journal of Fluid Mechanics*, 47(1):81–91, 1971. DOI: [10.1017/S0022112071000946](https://doi.org/10.1017/S0022112071000946).

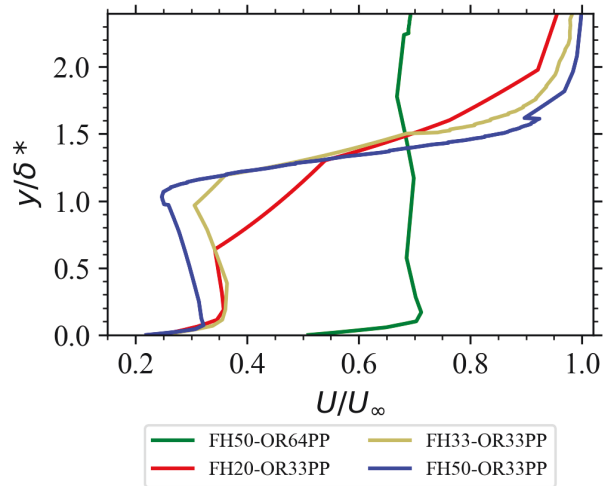
[37] M. Spitalny and U. Tapken. Radial mode analysis of ducted sound fields with sensor rakes and wall flush sensor arrays under consideration of a radial flow profile, AIAA 2016-3037. In *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 5 2016. DOI: [10.2514/6.2016-3037](https://doi.org/10.2514/6.2016-3037).

[38] Antoine Moreau. *A unified analytical approach for the acoustic conceptual design of fans of modern aero-engines*. PhD thesis, Technical University Berlin, 2017.

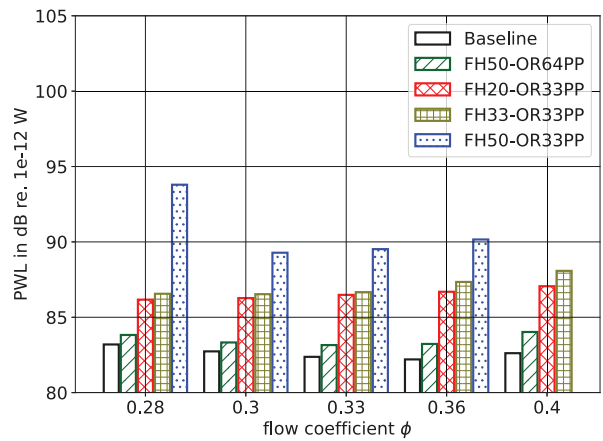
**ANHANG**

Testfall	$\bar{U}$ , m/s	$U_\infty$ , m/s	$\delta_{99}$ , mm	$\delta^*$ , mm	$\max(T_u)$ , %	DC(60)
Baseline	42	44	16	3,1	0,5	0
FH20-OR33PP	42	49	212	67	18	0,40
FH33-OR33PP	41	55	291	112	19	0,75
FH50-OR33PP	38	65	357	173	20	0,88
FH50-OR64PP	40	50	269	74	4	0,38

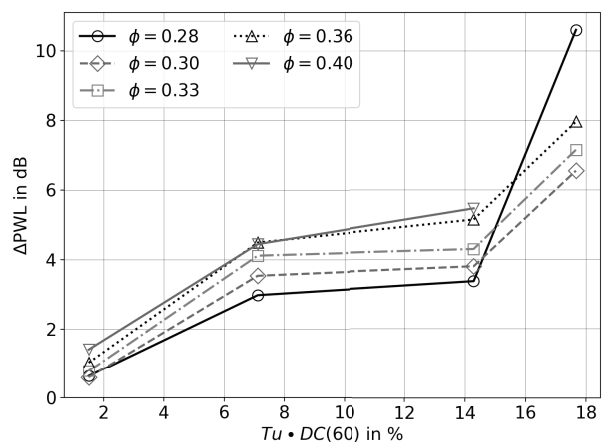
**TAB 1. Aerodynamische Parameter der verschiedenen Test-Konfigurationen bei 100%ND. Gemessen an der aerodynamischen Messebene E3, wie in Bild 1 markiert.**



**BILD 15. Normiertes Strömungsprofil über den mit der Impulsverlustdicke normierten Abstand zur Kanalwand.**



**BILD 16. Schalleistungspegel bei halber Drehzahl**



**BILD 17. Vergleich der Schalleistungspegelerhöhung bei halber Drehzal über der DC60-gewichteten Turbulenzintensität.**