Untersuchung zur Entstehung des Blattspitzen-Wirbellärms an einer axialen Strömungsmaschine

Dipl.-Ing. **F. Kameier,** Dipl.-Ing. **U. Geuer** und
Dr.-Ing. **W. Neise** VDI, Berlin

ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wird über erste Ergebnisse einer experimentellen Untersuchung zur Aufklärung des aeroakustischen Entstehungsmechanismus des Spitzenwirbellärms bei axialen Strömungsmaschinen berichtet. Der Spitzenwirbel ist eine Sekundärströmung in dem radialen Spalt zwischen der Schaufelspitze und dem Gehäuse, die durch die Druckdifferenz zwischen Schaufeldruck- und -saugseite entsteht. Die Vergrößerung des Kopfspaltes ergibt neben der bekannten Verschlechterung der aerodynamischen Leistung drastische Pegelerhöhungen im abgestrahlten Schalldruckspektrum in eng begrenzten, quasi schmalbandigen, Frequenzgebieten. Mit Hilfe von Korrelationsanalysen zwischen dem Schalldruck im Fernfeld und den Wanddruckschwankungen in der Nähe der Laufradspitzen wurde versucht, Hinweise auf die Entstehungsursachen des Spitzenwirbellärms zu erhalten.

SUMMARY

An experimental investigation is discribed to identify the aero-acoustic generation mechanism of the tip clearance noise of axial turbo-machines. The blade tip vortex is a secondary flow in the radial gap between the blade tip and the casing which is driven by the pressure difference between suction and pressure side of the blades. Asside from the known impairment of the aerodynamic performance, increasing the tip clearance results in drastic level increases in the radiated sound pressure spectrum within limited, almost narrow-band frequency regiones. Cross-correlation techniques were used between the far-field sound pressure and the wall pressure fluctuations near the blade tips to reveal the generation mechanism of the tip clearence noise.

1. EINLEITUNG

Unter der Vielzahl strömungsakustischer Schallquellen eines Axialventilators ist das Blattspitzenwirbelgeräusch noch ungenügend erforscht. Seit langem ist bekannt, daß bei Verringerung der Spaltweite günstige Wirkungsgrade und eine niedrige Schallemission erzielt werden. Veröffentlichungen von MARCINOWSKI (1953) /2/ ,LONGHOUSE (1978) /3/, FUKANO et al. (1985) /4/ oder STÜTZ (1989) /5/ beinhalten keine hinreichenden Aussagen über die physikalischen Ursachen der Lärmquelle. Das Blattspitzenwirbelgeräusch wird aber durchweg als breitbandig charakterisiert, dagegen wird in dieser Arbeit über tonale, drezahlabhängige Amplitudenerhöhungen bei Vergrößerung des Kopfspaltes berichtet.

Mittels Korrelation der Wanddruckschwankungen am Gehäuse des Ventilators in Laufradnähe mit dem abgestrahlten Schall im Fernfeld wird versucht, den Entstehungsort des Blattspitzenwirbelgeräuschs zu lokalisieren, um daraus auf den Entstehungsmechanismus zu schliessen.

An Parametern werden Spaltweite, Betriebspunkt, Drehzahl, Schaufelzahl und Anstellwinkel der Schaufeln variiert. Neben den speziellen Messungen zur Untersuchung des Schallquellenmechanismus werden Vergleichsmessungen für Wirkungsgrad und spezifischem Schalleistungspegel ausgewertet.

2. VERSUCHSAUFBAU UND MESSTECHNIK

Bild 1 zeigt den Versuchsaufbau, der weitestgehend DIN 24163 /6/ für strömungstechnische und DIN 45635 (Teil 9: Kanal-Verfahren)/7/ für akustische Leistungsmessungen entspricht. Der Ventilator saugt aus dem Freien an, die Meßstrecke ist druckseitig mit einem reflexionsarmen Kanalabschluß versehen. Das verwendete Versuchsobjekt ist ein industriell gefertigter Axialventilator mit Nachleitrad, einem Nabenverhältnis von 0.57 und 314 mm Durchmesser. Die Profilsehnenlänge der Schaufeln beträgt 38 mm. Der Ventilator wird von einem in der Nabe befindlichen drehzahlregelbaren Drehstrommotor angetrieben. Die Variation des Kopfspaltes wird mit Laufrädern verschiedenen Durchmessers durchgeführt. Zur Gewährleistung einer präzisen und symmetrischen Spaltgeometrie ist das Laufradgehäuse gespachtelt und ausgedreht worden. Folgende Spaltweiten wurden realisiert:

	s [mm]	$s/S_{Sehne} \cdot 100$ [%]	$s/D_{Laufrad} \cdot 100$ [%]
12 Schaufeln, $\beta = 10°$	2.6	6.8	0.84
	1.4	3.7	0.45
	0.8	2.1	0.26
	0.4	1	0.13
6 Schaufeln, $\beta = 10°$	2.0	5.3	0.65
	0.2	0.5	0.06
2 Schaufeln, $\beta = 10°$	2.0	5.3	0.65
	0.3	0.8	0.10
12 Schaufeln, $\beta = 30°$	2.4	6.3	0.78

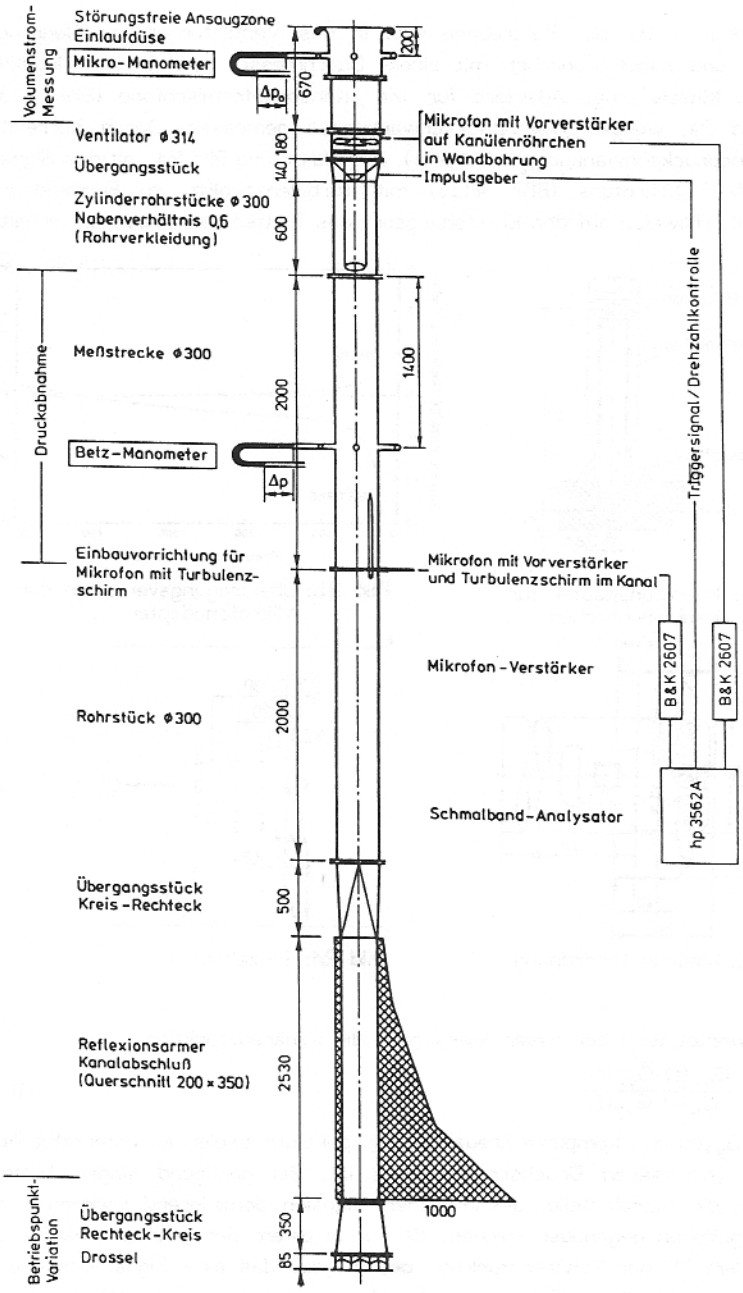

Bild 1: Schematischer Versuchsaufbau mit der eingesetzten Meßtechnik.

Unmittelbar hinter der Rotorebene sind in das Ventilatorgehäuse Bohrungen gesetzt und Kanülenröhrchen mit einem Durchmesser von 2 mm eingeklebt worden. Mittels eines Adapters für 1/4" Kondensatormikrofone (B&K 4135), vgl. Bild 2a, werden Wanddruckschwankungen gemessen. Durch Korrelation der Wanddruckschwankungen (Nahfeld), vgl. Bild 2c und Bild 2d, mit den Signalen eines 1/2" Mikrofons (B&K 4133) mit Turbulenzschirm im Fernfeld wird versucht, Hinweise auf den Entstehungsort des Blattspitzenwirbels zu erhalten.

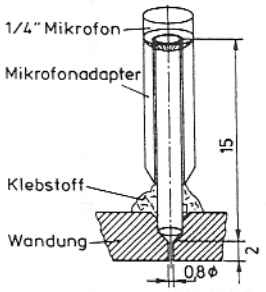

Bild 2a: Mikrofonadapter für Kanülenröhrchen

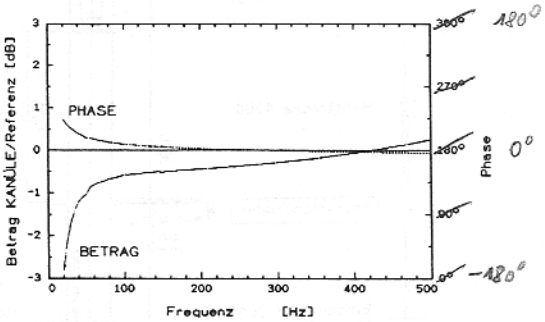

Bild 2b: Übertragungsverhalten der Mikrofonadapter

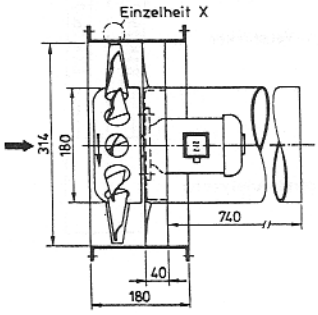

Bild 2c: Meßpunktanordnung

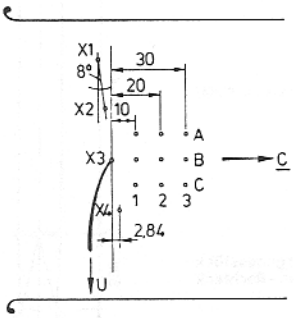

Bild 2d: Einzelheit X

Ausgewertet wird bei diesen Messungen die Kohärenzfunktion

$$\gamma = \frac{G_{yx}(f) \cdot \overline{G}_{yx}(f)}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)} \quad , \qquad (1)$$

wobei $G_{yx}(f)$ das komplexe Kreuzleistungsspektrum zweier an unterschiedlichen Orten gemessenen Druckschwankungen ist. Bei genügend langer Mittelung werden die Signalanteile, die in beiden Signalen dominierend vorhanden sind, hervorgehoben gegenüber solchen, die nur in einem der Signale existent sind. Der Wert "1" der Kohärenzfunktion besagt, daß das eine Signal Ursache des anderen ist oder beide Signale dieselbe Ursache haben, und der Wert "0" zeigt, daß die beiden betrachteten Signale voneinander unabhängig sind.

Das akustische Übertragungsverhalten der Mikrofonadapter ist in Bild 2b zu sehen. Die nur unwesentlichen Abweichungen vom linearen Übertragungsverhalten

auf die druckseitigen Schaufelspitzen schmale Papierstreifen aufgeklebt wurden, die durch die auftretenden Zentrifugalkräfte fest an die Gehäusewand gedrückt werden. Die Schleifgeräusche der Papierstreifen an der Gehäusewand wirkten sich nicht negativ aus. Der spezifische Schalleistungspegels beim Optimalpunkt wurde gegenüber dem Laufrad mit der kleinsten Spaltweite (0.4 mm) um 1 dB gesenkt. Zu den Laufrädern mit einer Spaltweite, die im Rahmen des Industriestandards liegen (0.8 und 1.4 mm), konnte beim Optimalpunkt sogar eine Pegelreduzierung von 3 oder 7 dB erzielt werden, dies entspricht einer Reduzierung des A-bewerteten Schalldruckpegels von 1 oder 4 dB. Der beste Wirkungsgrad-

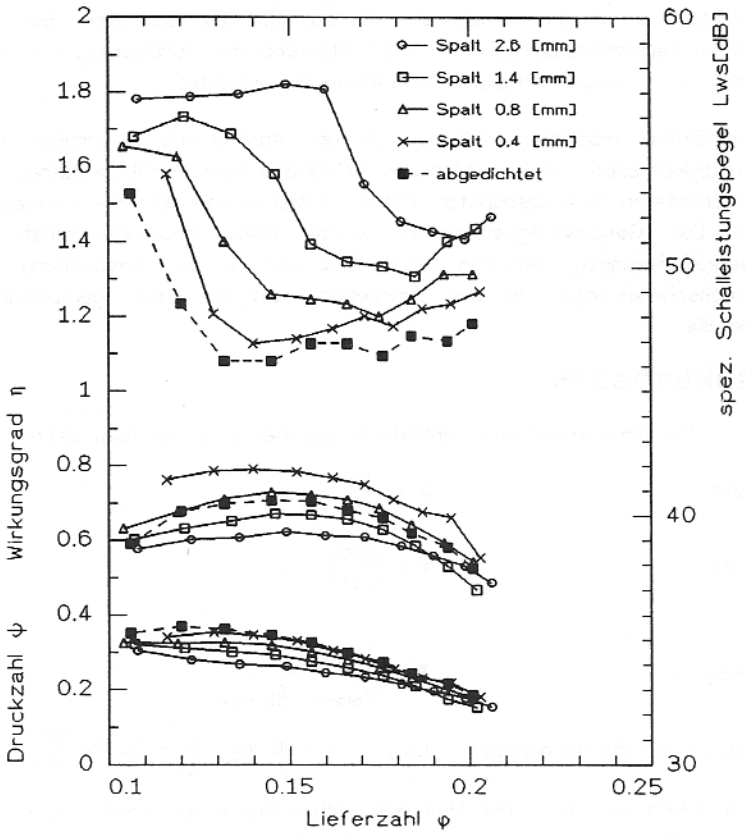

Bild 3: Dimensionslose Ventilatorkennlinien, 12 Schaufeln, $\beta = 10°$, 2000 U/min

verlauf wurde nicht mit abgedichtetem Spalt sondern bei der Spaltweite 0.4 mm erzielt, Ursache dafür könnte die Reibung der Papierstreifen an der Wand sein. Gegenüber der Spaltweite von 1.4 mm verbesserte sich der Wirkungsgrad bei abgedichtetem Spalt aber um 1 bis 3 Prozentpunkte. Die Kennlinie (Druckverlauf) der Fälle s = 0 und s = 0.4 mm sind praktisch deckungsgleich.

bei Betrag und Phase im Frequenzbereich 0 bis 500 Hz werden bei der Auswertung der Wanddruckschwankungen nicht berücksichtigt. Die Phasenabweichung hat keinen Einfluß auf die hier dargestellten reelen Spektralgrößen (Power-Spektren und Kohärenzfunktionen). Die Amplitudenabweichung ist für Frequenzen größer 60 Hz kleiner als 1 dB, bei der Kohärenzfunktion kürzt sich diese Abweichung wegen der Normierung in (1) sogar heraus.

Die relativ kleinen Abmessungen der Versuchsanordnung haben den Vorteil, daß erst bei einer Frequenz von 666 Hz im Rohr mit der Anregung höherer Moden zu rechnen ist. Nach ersten Messungen stellte sich heraus, daß die Spalteffekte hier im Frequenzbereich 0 bis 500 Hz auftreten. Bei den akustischen Fernfeldmessungen mit 1/2" Mikrofon mit Turbulenzschirm wird daher auf die azimutale Mittelung der Meßwerte verzichtet.

Um den Einfluß möglicher Störungen in der Anströmung zu prüfen, sind Geschwindigkeitsprofile in verschiedenen Abständen vom Ventilatorlaufrad und bei verschiedenen Betriebspunkten mittels Hitzdrahtanemometrie vermessen worden. Die Geschwindigkeitsprofile waren stets rotationssymmetrisch. Korrelationsmessungen zwischen Hitzdrahtsignalen in der Anströmung und Wanddruckschwankungen in der Rotorebene zeigten keine gemeinsamen Signalanteile.

3. KENNGRÖSSEN

Die dimensionslosen Ventilatorkenngrößen sind wie folgt definiert:

Lieferzahl $$\varphi = \frac{\dot{V}}{U A_{Lauf}}, \quad (2)$$

Druckzahl $$\psi = \frac{2\,\Delta p_t}{\rho\, U^2}, \quad (3)$$

Wirkungsgrad $$\eta = \frac{\dot{V}\,\Delta p_t}{W_{elektr.}\,\eta_{Motor}}, \quad (4)$$

spezifischer Schalleistungspegel $$Lw_s = Lw - 10 \log \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{ref}} - 20 \log \frac{\Delta p_t}{p_{ref}}, \quad (5)$$

mit dem Volumenstrom $\dot{V}$, der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades U, der Querschnittsfläche des Laufrades A_{Lauf}, der Gesamtdruckerhöhung Δp_t, der Luftdichte ρ, der elektrischen Motorleistung $W_{elekt.}$, dem elektrischen Wirkungsgrad des Motors η_{Motor} und den Referenzgrößen $\dot{V}_{ref} = 1\ m^3/s$ und $p_{ref} = 1$ Pa. Bild 3 zeigt diese Kenngrößen für die Laufräder mit 12 Schaufeln. Die absoluten Werte des Wirkungsgrades sind aus der gemessenen elektrischen Leistung des nicht kalibrierten Antriebmotors berechnet worden.

Der Spalt des Laufrades mit einer Spaltweite von 1.4 mm ist nach einem Vorschlag von UFER (1968) /8/ auf die Spaltweite 0 abgedichtet worden, indem

4. AKUSTISCHER SPALTEFFEKT

Bild 4 zeigt die schmalbandig gemessenen Fernfeldspektren der fünf Versuchslaufräder mit 12 Schaufeln beim Optimalpunkt. Die wesentlichen Veränderungen sind im Frequenzbereich zwischen 200 und 400 Hz zu sehen. Dieses Ergebnis ist von besonderer Bedeutung, da aus der Literatur bisher nur breitbandige Pegelerhöhungen bekannt sind.

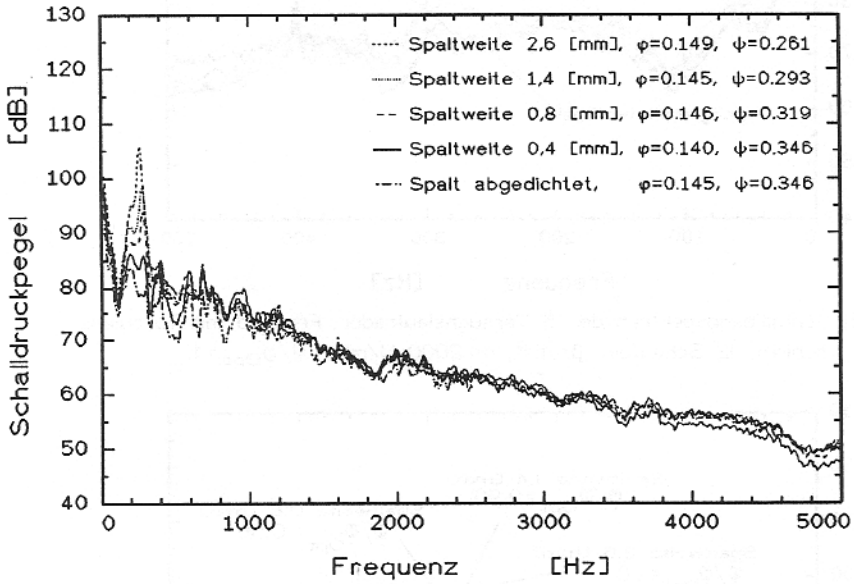

Bild 4: Schmalbandspektren der 5 Versuchslaufräder, Fernfeld mit Turbulenzschirm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, $n = 2000$ U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

Um die Auflösung stark zu vergrößern sind die folgenden Meßergebnisse bis 500 Hz (Bandbreite der Frequenzauflösung 1.25 Hz) ausgewertet worden. Bild 5 verdeutlicht so den in Bild 4 gezeigten Spalteffekt.

Auch bei einem sehr kleinen Spalt oder gar dem abgedichtetem Spalt war es möglich, mittels starker Drosselung eine erhöhte Amplitude bei einer Frequenz von etwa 285 Hz zu erzeugen. In Bild 6 ist für jeden Spalt der Betriebspunkt solange verändert worden, bis der im Spektrum aufgetretene Berg eine maximale Amplitude zeigte. Die Frequenz des Pegelmaximums steigt im Verlauf der Spaltreduzierung an, während der Pegel um bis zu 11 dB abfällt. Von entscheidender Bedeutung für den Spalteffekt ist neben der Spaltweite offensichtlich auch der Druckunterschied über das Laufrad hinweg, wobei ein kleiner Spalt aerodynamisch einen großen Druckverlust bewirkt.

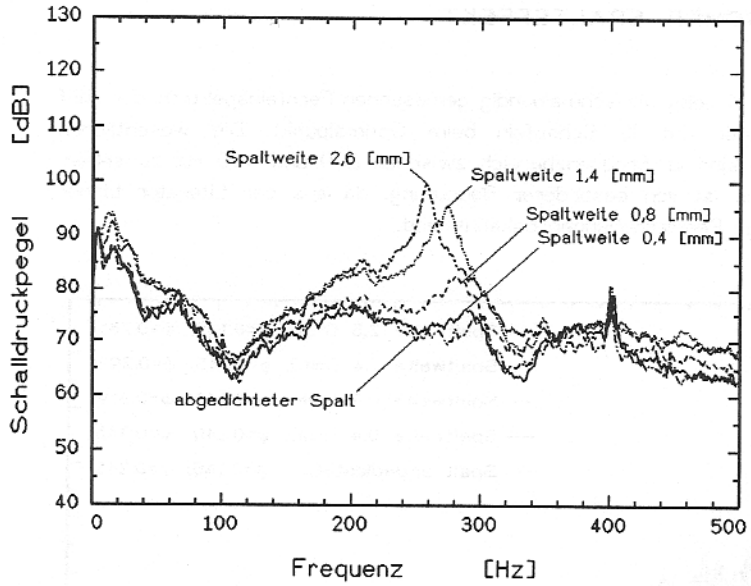

Bild 5: Schmalbandspektren der 5 Versuchslaufräder, Fernfeld mit Turbulenzschirm, 12 Schaufeln, $\beta = 10°$, $n = 2000$ U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

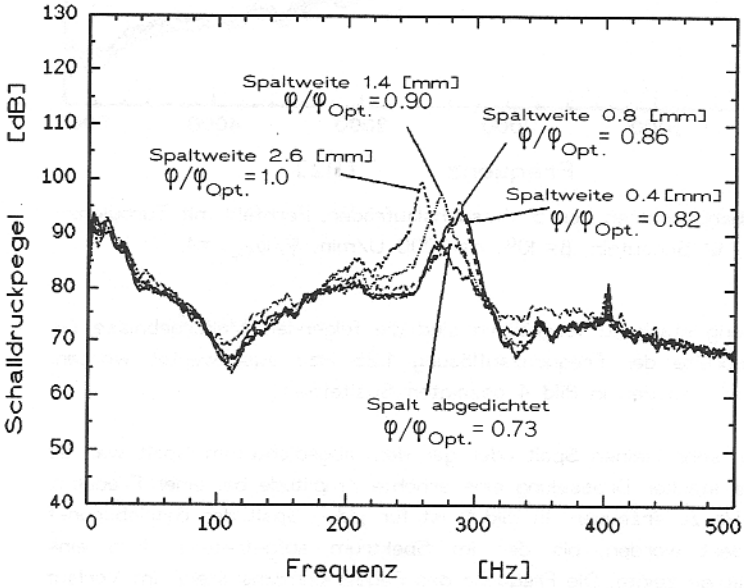

Bild 6: Maximaler Spalteffekt der 5 Versuchslaufräder, Fernfeld mit Turbulenzschirm, 12 Schaufeln, $\beta = 10°$, $n = 2000$ U/min.

Im Wandbereich hinter dem Rotor, dort wo die Schallquelle vermutet wird, war das Meßpunktfeld der Wandbohrungen aufgebaut worden. Für das Laufrad mit dem größten Spalt werden nun einige Ergebnisse diskutiert.

Bild 7 zeigt für den Optimalpunkt Fernfeld-, Nahfeld- (Meßpunkt A 1) und Kohärenzspektrum der Druckschwankungen an den beiden Meßorten. Im Nahfeldspektrum treten zwei Frequenzgruppen im Bereich 130 Hz und 270 Hz auf, wobei die Peaks der 1. Gruppe Differenztöne zwischen Schaufelfrequenz und denen der 2. Gruppe sein könnten. Frequenz und Amplitude der Frequenzgruppen sind abhängig vom Betriebspunkt und Meßort. Für den Betriebspunkt $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1.25$ zeigt Bild 8, daß die Frequenzgruppen am Meßort X2 undeutlicher geworden und zusammengerückt worden sind. Zudem ist neben dem bisher bei 270 Hz beobachteten Spalteffekt im Fernfeld ein zweiter Spalteffekt bei etwa 190 Hz hinzugekommen. In dem Kohärenzspektrum ist deutlich die Struktur der Frequenzgruppen aus Bild 7 zu erkennen. Der Meßort X4, Bild 9, weist die höchste Kohärenz zwischen Nahfeld und Fernfeld für den Spalteffekt bei 270 Hz auf, vermutlich ist also der Entstehungsort des Blattspitzenwirbellärms in der Nähe des Meßortes X4. Daß der Pegel im Nahfeld am Meßpunkt A1 nur um 3.5 dB geringer ist als im Fernfeld, deutet auf eine großflächige Schallquelle hin.

Um festzustellen, inwieweit der gemessene Effekt mit der Drehzahl synchronisiert war, sind neben Messungen mit gewöhnlicher spektraler Mittelung auch Messungen durchgeführt worden, bei denen eine feste Schaufelstellung als Referenz für den

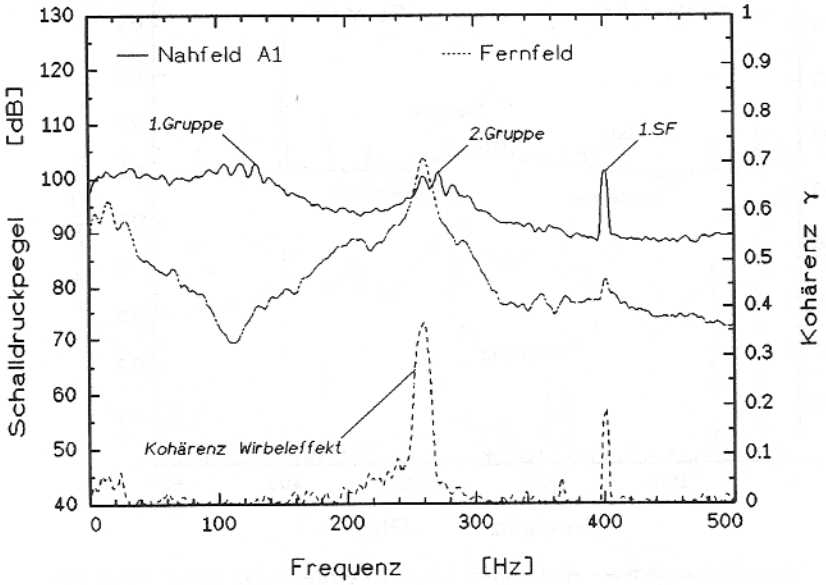

Bild 7: Schmalbandspektren im Nahfeld A1, im Fernfeld und deren Kohärenz, Spaltweite 2.6 mm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, $n = 2000$ U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

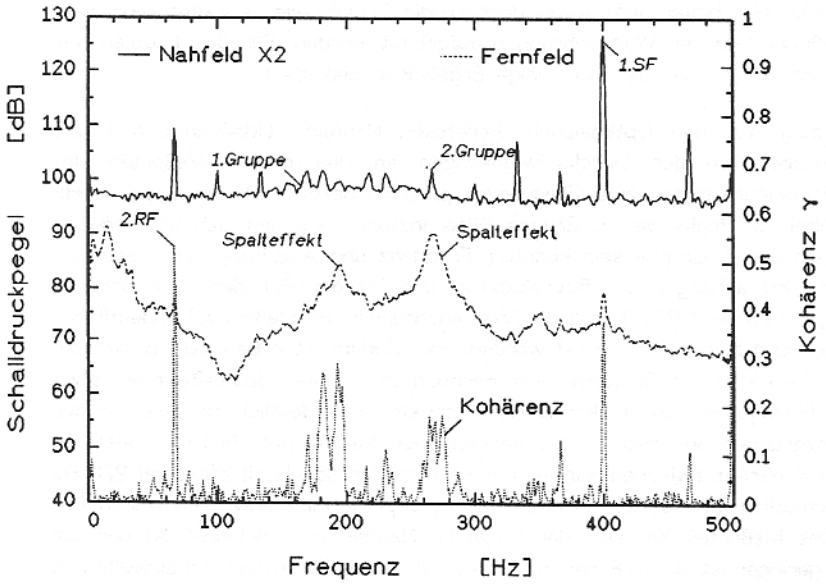

Bild 8: Schmalbandspektren im Nahfeld X2, im Fernfeld und deren Kohärenz, Spaltweite 2.6 mm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1.25$.

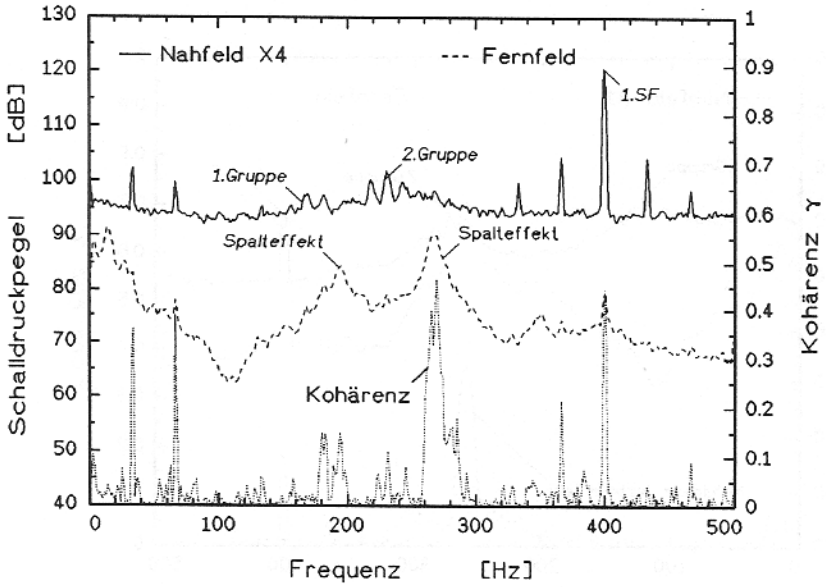

Bild 9: Schmalbandspektren im Nahfeld X4, im Fernfeld und deren Kohärenz, Spaltweite 2.6 mm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1.25$.

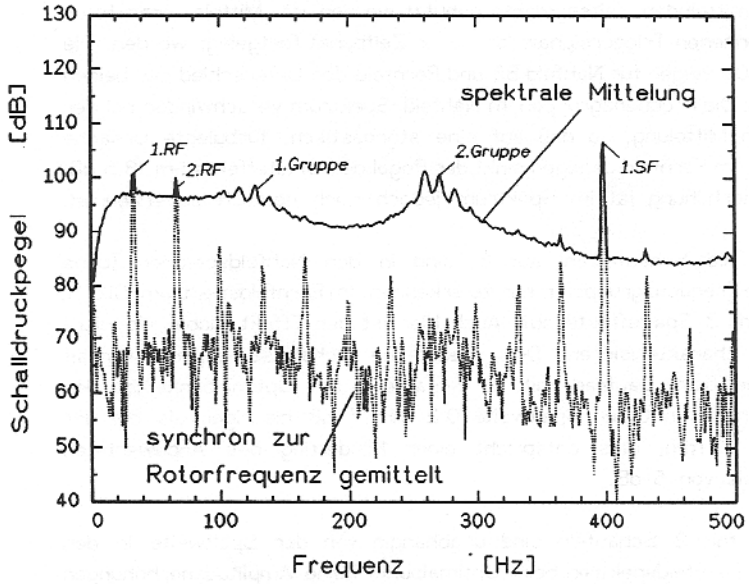

Bild 10 a: Schmalbandspektren bei verschiedenen Mittelungsarten, Nahfeld B3, Spaltweite 2.6 mm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

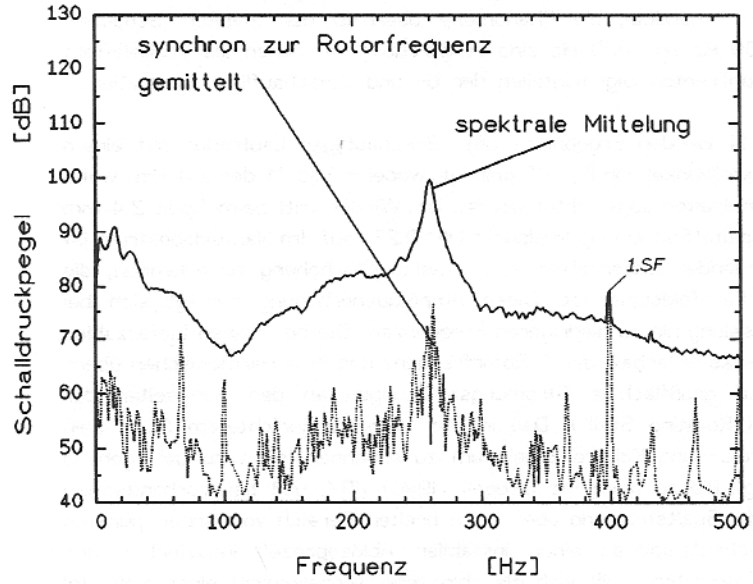

Bild 10 b: Schmalbandspektren bei verschiedenen Mittelungsarten, Fernfeld, Spaltweite 2.6 mm, 12 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

Anfang der zu mittelnden Zeitsegmente genutzt worden ist. Mittels eines fotoelektrisch gewonnenen Triggersignals ist dieser Zeitpunkt festgelegt worden. Die Bilder 10a und 10b zeigen für Nahfeld B3 und Fernfeld den Unterschied der beiden Mittelungsarten. Die Frequenzgruppen im Nahfeld-Spektrum verschwinden bei der rotorsynchronen Mittelung, so daß auf eine stochastisch, turbulente Ursache zu schließen ist. Im Fernfeld dagegen sinkt der Pegel des Spalteffekts um 18.5 dB, eine Amplitudenerhöhung ist im Spektrum jedoch noch deutlich zu erkennen.

Reduziert man die Schaufelzahl auf 6, sind in den Nahfeldspektren (ohne Abbildung) keine Frequenzgruppen mehr zu erkennen. Im Fernfeldspektrum, Bild 11, treten insgesamt 3 Spalteffekte auf. Auch hier ist der Effekt global als nicht breitbandig zu charakterisieren. Der spezifische Schalleistungspegel verhält sich ähnlich wie beim Laufrad mit 12 Schaufeln, am Optimalpunkt ist der Pegel des Laufrades mit der Spaltweite 0.2 mm 7 dB niedriger als bei der Spaltweite von 2 mm, dies entspricht einer Minderung des A-bewerteten Schalldruckpegels von 5 dB.

Bei Laufrädern mit 2 Schaufeln sind unabhängig von der Spaltweite in den schmalbandigen Fernfeldspektren beim Optimalpunkt keine Amplitudenerhöhungen vorhanden. Erst bei starker Drosselung ($\varphi = 0.04$) treten unabhängig von der Spaltweite bei 60 Hz, 160 Hz und 220 Hz in den Kohärenzspektren zum Nahfeld gemeinsame Signalanteile auf. Unterhalb der Schaufelfrequenz bei 60 Hz könnte es sich um reine Ablöseerscheinungen an der Saugseite der Schaufeln ('Rotating Stall') handeln, die Phänomene oberhalb der zweiten Schaufelfrequenz bei 160 Hz und 220 Hz sind vergleichbar mit denen als Wirbeleffekt bezeichneten kohärenten Signalanteilen der 6- und 12-schaufligen Laufräder.

In Bild 13 und 14 werden Ergebnisse des 12-schaufligen Laufrades mit einem geändertem Anstellwinkel von $\beta = 30^{o}$ gezeigt, wobei in Bild 14 der 2.4 mm weite Spalt mit Papierstreifen abgedichtet worden ist. Wieder tritt beim Spalt 2.4 mm der maximale Spalteffekt am Optimalpunkt ($\varphi = 0.27$) auf. Im Nahfeldspektrum ist bei größer werdenden Lieferzahlen eine Amplitudenerhöhung zu erkennen, die kohärent zum Fernfeldsignal ist. Diese Amplitudenerhöhung bewegt sich bei stärkerer Drosselung hin zu niedrigeren Frequenzen. Die bei kleinen Lieferzahlen auftretenden Peaks unterhalb der 1. Rotorfrequenz und ihre Harmonischen oberhalb deuten auf großflächige Strömungsablösungen an den Saugseiten der Schaufeln hin ('Rotating Stall'). Daß in Bild 14 bei abgedichtetem Spalt kein Effekt im Nahfeld- und Kohärenzspektrum zu erkennen ist, wird dahingehend interpretiert, vgl. hierzu auch Mc Dougall (1990) /9/, daß bei Vorhandensein eines Spaltes die Spaltströmung über einen breiten Bereich von Arbeitspunkten nur an den Schaufelspitzen einen instabilen Ablöseprozeß induziert - den Spitzenwirbel. Vermutlich rollt sich die ablösende Wirbelschicht einer Schaufel ähnlich dem bekannten Zopfwirbel an Flugzeugtragflügeln auf. Die Spitzenwirbel der verschiedenen Schaufeln könnten miteinander interferieren und so den Schall erzeugen. Diese These würde auch erklären, daß bei nur zwei Schaufeln

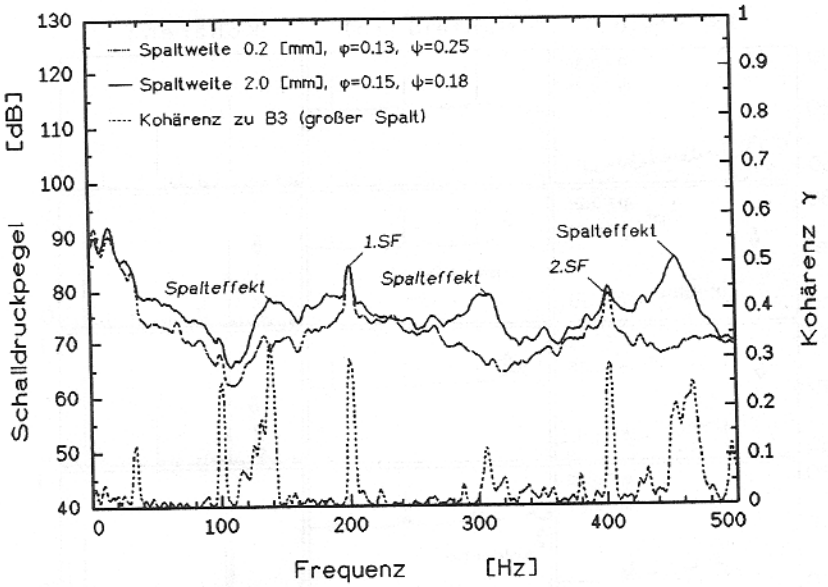

Bild 11: Schmalbandspektren Fernfeld und Kohärenz zum Nahfeld B3, 6 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi/\varphi_{Opt.} = 1$.

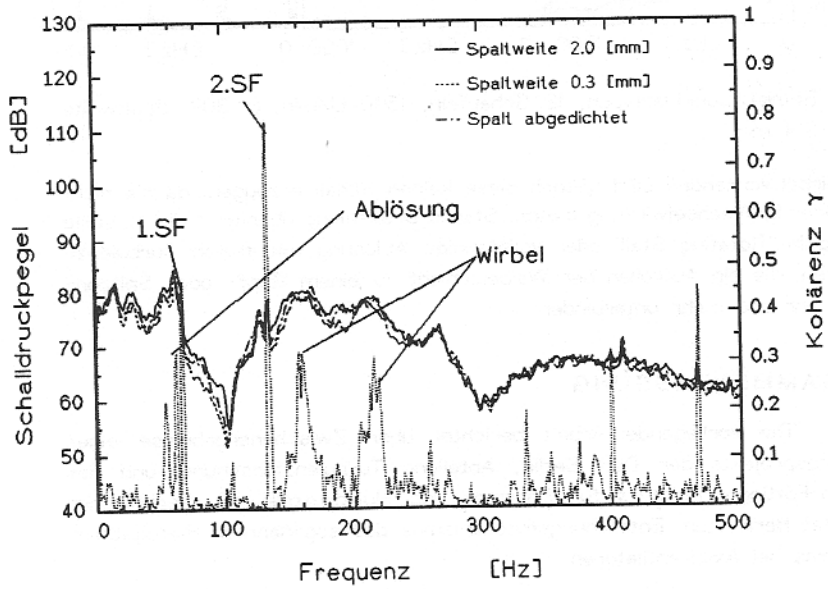

Bild 12: Schmalbandspektren Fernfeld und Kohärenz zum Nahfeld B2, 2 Schaufeln, $\beta = 10^0$, n = 2000 U/min, $\varphi = 0.05$.

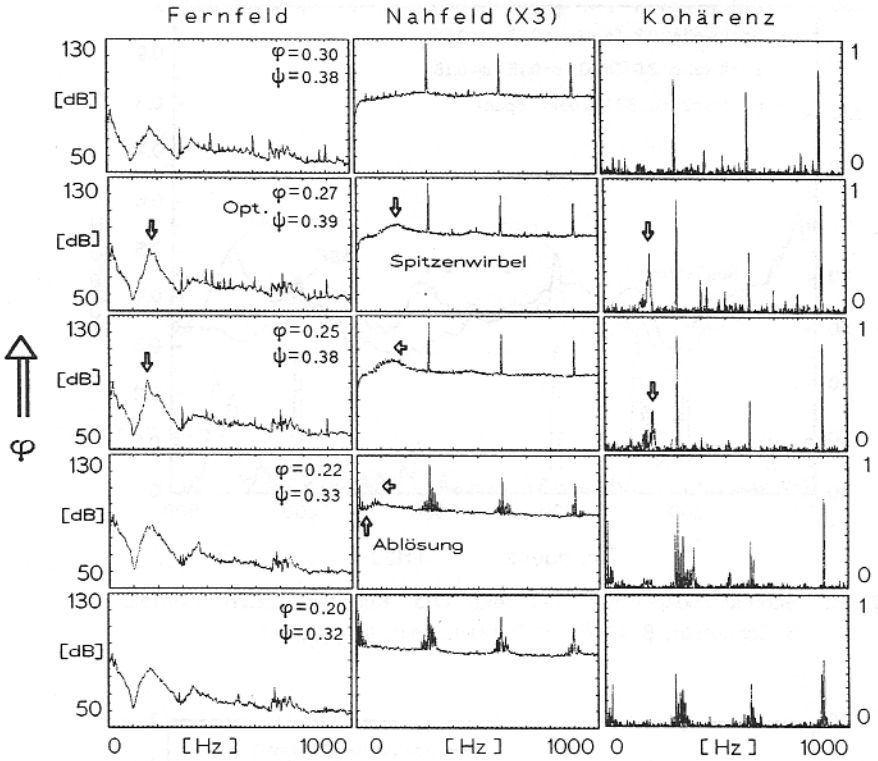

Bild 13: Betriebspunktvariation, 12 Schaufeln, 1500 U/min, $\beta = 30^{o}$, Spaltweite 2.4 mm.

zwar Wirbel vorhanden sind, jedoch diese keinen Schall erzeugen, da sie nicht miteinander in Wechselwirkung treten. Starke Drosselung überführt die instabile Ablösung in 'Rotating Stall' oder vollständige Ablösung mit feinen Turbulenzstrukturen, die ein Aufrollen der Wirbelschicht zu einem Zopf- oder Spitzenwirbel mehr und mehr unterbinden.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Arbeit berichtet über Zwischenergebnisse eines Forschungsprojekts der DLR Berlin, Abteilung Turbulenzforschung, und des Hermann-Föttinger-Instituts für Thermo- und Fluiddynamik der Technischen Universität Berlin zum Entstehungsmechanismus des sogenannten Blattspitzenwirbellärms bei Axialventilatoren.

Mittels Laufräder verschiedener Durchmesser ist die Spaltweite zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem feststehenden Gehäuse varriiert worden. Die Spaltweite hat einen großen Einfluß auf die Lärmemission und den Wirkungs-

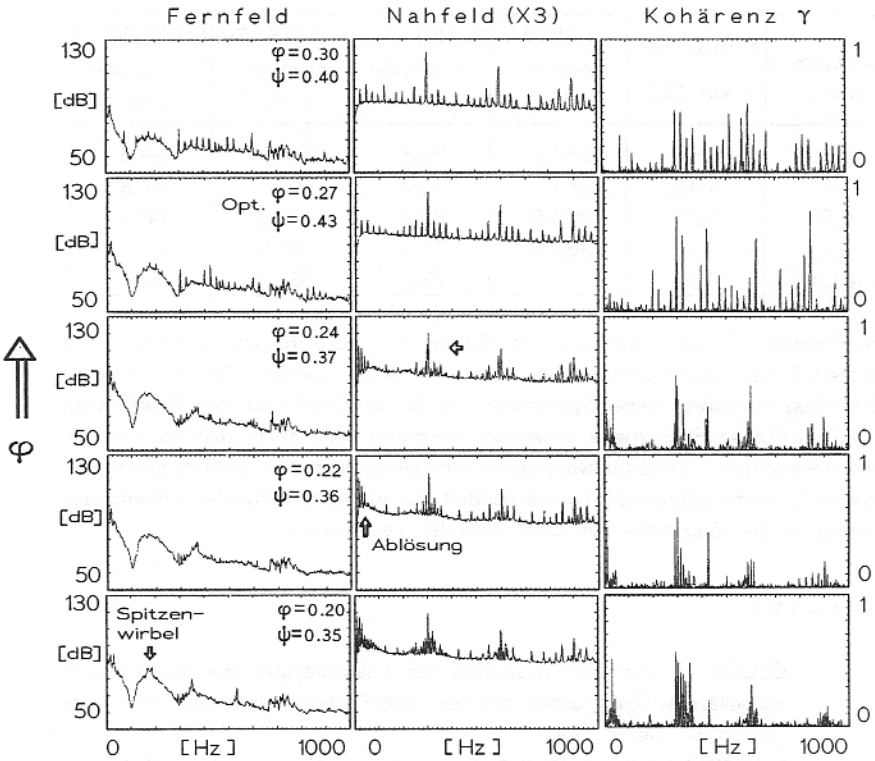

Bild 14: Betriebspunktvariation, 12 Schaufeln, 1500 U/min, β= 30 , abgedichteter Spalt.

grad der Strömungsmaschine. Reduzierung der Spaltweite von 2.6 mm auf 0.4 mm (0.83 % auf 0.13 % des Laufraddurchmessers) senkt beim Laufrad mit 12 Schaufeln, einem Anstellwinkel von 10° an der Schaufelspitze und einer Drehzahl von 2000 U/min den spezifischen Schalleistungspegel am Optimalpunkt um 10 dB und erhöht den Wirkungsgrad um 18 Prozentpunkte. Abdichten eines 1.4 mm weiten Spaltes (0.45 % des Laufraddurchmessers) mit einfachen Papierstreifen an den Schaufelspitzen verringert den spezifischen Schalleistungspegel nochmals um 1 dB gegenüber der Spaltweite 0.4 mm (0.13 % des Laufraddurchmesseres).

Mittels Korrelation von Wanddruckschwankungen im Nahfeld und Schalldruckschwankungen im Fernfeld konnten Hinweise auf mögliche Entstehungsmechanismen gewonnen werden. In den schmalbandig gemessenen Schalldruckspektren im Fernfeld ist für die Laufräder mit 12 Schaufeln, β= 10° und n=2000 U/min am jeweiligen Optimalpunkt ein wesentlicher Spalteffekt bei den folgenden Frequenzen und Amplituden festgestellt worden, Frequenz und Amplitude des durch Drosselung erzeugten maximalen Spalteffekts (vgl. Bild 6) vervollständigen die Tabelle:

Spaltweite s [mm]	$s/D_{Laufrad}$ · 100 [%]	OPTIMALPUNKT Frequenz [Hz]	OPTIMALPUNKT Amplitude [dB]	MAX. SPALTEFFEKT Frequenz [Hz]	MAX. SPALTEFFEKT Amplitude [dB]
2.6	0.84	257.5	99.5	257.5	99.5
1.4	0.45	273.7	95.7	272.0	97.3
0.8	0.26	282.5	82.2	286.0	96.1
0.4	0.13	287.5	76.0	287.5	94.0
abgedichtet	0	298.7	73.7	283.7	88.1

Dimensionslose Zusammenhänge von Spaltweite, Schaufelzahl, Drehzahl und typischen Frequenzen konnten noch nicht aufgeklärt werden. Die gemessenen Größen lassen bisher keine Systematik bei Schaufelzahl und den Frequenzen der aufgetretenen Phänomene erkennen. Vermutet wird aber, daß es sich bei dem untersuchten Blattspitzenwirbellärm um die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Schaufelspitzen-Zopfwirbel handelt, die aus einer instabilen Strömungsablösung an der Saugseite der Schaufelenden resultieren.

LITERATUR

/1/ **GEUER,** U.: Korrelationsanalyse zur Lokalisierung des Blattspitzenwirbellärms, Diplomarbeit am Hermann-Föttinger-Institut, Technische Universität Berlin 1990.

/2/ **MARCINOWSKI,** H.: Einfluß des Laufradspaltes und der Luftführung bei einem Kühlgebläse axialer Bauart, MTZ 14, S.259-262, 9/1953.

/3/ **LONGHOUSE,** R.E.: Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds, Journal of Sound and Vibration 58(2), S.201-214, 1978.

/4/ **FUKANO,** T.; TAKAMATSU, Y.; KODAMA, Y.: The Effect of the Tip Clearance on the Noise of Low Pressure Axial and Mixed Flow Fans, Journal of Sound and Vibration, 105(2), S.291-308, 1986.

/5/ **STÜTZ,** W.: Experimentelle Untersuchung zum Radialspalteinfluß auf das aerodynamische und akustische Verhalten eines Axialventilators, Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen 39, S.153-160, Karlsruhe 1989.

/6/ **DIN 24163** Ventilatoren: Leistungsmessung, 01/1985.

/7/ **DIN 45635** Teil 9: Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallmessung, Kanal-Verfahren. Rahmen-Meßverfahren für Genauigkeitsklasse 2, Ausgabe Dez. 1989.

/8/ **UFER,** H.: Über den Einfluß des Laufradspaltes auf das Geschwindigkeitsfeld am Austritt eines rotierenden, axialdurchströmten Laufrades, Dissertation, Technische Universität Berlin 1968.

/9/ **Mc Dougall,** N.M.; CUMPTSY, N.A.; HYNES, T.P. : Stall Inception in Axial Compressors, Journal of Turbomachinery, 112, S.116-125, 1990.