

Aktive Beeinflussung der tonalen Geräuschentstehung axialer Strömungsmaschinen mittels Hinterkantenausblasens aus dem Rotor

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
Philip Kausche
geboren in Celle

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch
Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Lars Enhardt
Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 23. Oktober 2015

Berlin 2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand aus dem von der Europäischen Union geförderten Projekt FLOCON (Nr. ACP7-GA-2008-213411) des 7. EU- Forschungsrahmenprogramms. Die hier vorgestellten Untersuchungen und Ergebnisse entstanden nach Abschluss des Projektes.

Außerordentlicher Dank gilt dem Institut für Fluid- und Thermodynamik der Universität Siegen unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus und Dr.-Ing. Michael Kohlhaas, die als Projektpartner diese Arbeit in der vorliegenden Form erst möglich gemacht haben. Ich danke außerdem dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) und insbesondere der Abteilung Triebwerksakustik des Institutes für Antriebstechnik in Berlin-Charlottenburg unter Leitung von Prof. Dr. rer. nat. Lars Enghardt. Sie alle haben es mir ermöglicht diese Arbeit anzufertigen.

Besonderer Dank gilt all den Kollegen, die mich mit Rat und Tat bei Auf- und Umbau der Versuche unterstützt haben und ein kollegial-freundschaftliches Umfeld geschaffen haben, dass bis in den privaten Bereich reichte. Die zahlreichen konstruktiven fachlichen Diskussionen mit den Kollegen und deren Anregungen haben zum Erfolg der Versuche beigetragen.

Nicht zuletzt danke ich Prof. Dr.-Ing Dieter Peitsch von der Technischen Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, Fachgebiet Luftfahrtantriebe, der den Vorsitz des Promotionsausschusses übernommen hat. Für die Begutachtung der Arbeit gilt mein herzlicher Dank Prof. Dr. rer. nat. Lars Enghardt, DLR, und Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus, Universität Siegen.

Bonn im Sommer 2016

Kurzfassung

Die im vorliegenden Werk untersuchte Methode des Hinterkantenausblasens hat zum Ziel, die tonalen Anteile des Rotor-Stator-Interaktionslärms (RSI-Lärm) axialer Strömungsmaschinen aktiv zu mindern. Im Gegensatz zu anderen aktiven Methoden werden jedoch keine Gegenschallquellen erzeugt, sondern es wird direkt in den Quellmechanismus der tonalen Anteile des RSI-Lärms eingegriffen. Die tonalen Anteile des RSI-Lärms entstehen aufgrund von Potentialfeldwechselwirkungen zwischen Rotor und Stator, durch Interaktion der Sekundärströmungen des Rotors mit dem Stator und insbesondere durch die Interaktion der Rotorscheaufelnachläufe mit dem Stator. Durch Ausblasen von Luft aus den Hinterkanten der Rotorscheaufeln kann der durch Reibung entstandene Impulsverlust in den Rotorscheaufelnachläufen ausgeglichen werden. Damit werden die periodischen Wechselkräfte auf den Statorschaufelvorderkanten abgeschwächt und somit auch die dort erzeugten Schallquellen.

Für die Arbeit wurde ein Rotor mit innen liegenden Strömungskanälen und zugehörigen Öffnungen an den Hinterkanten verwendet, mit dem es möglich ist aus den Hinterkanten der Rotorblätter Luft auszublasen. Für die Untersuchungen wurden Hitzdrahtmessungen und Mikrofonmessungen an einem Ventilatorprüfstand durchgeführt. Die Hitzdrahtmessungen ermöglichten eine Analyse der Gleich- und Schwankungsanteile der Strömung zwischen Rotor und Stator. Durch die Verwendung eines Mikrofonarrays auf der Saugseite, und eines Drehkanals mit Mikrofonrechen auf der Druckseite konnte das Schallfeld in seine modalen Anteile zerlegt und die Schallleistung der dominanten Töne bestimmt werden.

Es wurden zwei Konfigurationen des Rotors vermessen, die sich in der radialen Verteilung der ausgeblasenen Luftmenge unterscheiden. Für die Untersuchungen wurden mehrere Betriebspunkte und Ausblasmassenströme untersucht. Beide Konfigurationen wurden unter akustischen und aerodynamischen Gesichtspunkten gegenübergestellt und bewertet. Für beide Konfigurationen konnte ein Auffüllen der Nachläufe im beeinflussten Bereich der Nachlaufströmung gezeigt werden. Obwohl für eine Konfiguration eine insgesamt bessere Auffüllung des Nachlaufs erzielt wurde, konnte nur für die andere eine Lärminderung erzielt werden. Dabei wurde für einen großen Bereich des variierten Parameterfeldes eine Minderung des dominanten Tons gefunden. Im Optimum konnte eine Minderung der Schallleistung von 11,5 dB des dominanten Tons und eine Minderung von 14 dB des Schalldruckpegels der dominanten Mode erreicht werden. Die benötigte Luftmenge für das Ausblasen betrug für dieses Optimum 2,5 % des Prüfstandmassenstroms.

Abstract

The present work deals with active noise control by means of trailing edge blowing (TEB) to reduce the tones of rotor stator interaction noise (RSI noise) of axial turbomachines. A lot of active noise control methods make use of anti phased noise sources to reduce the dominant tones of RSI noise. TEB addresses the noise source mechanism of the tones itself. RSI noise is generated due to the interaction of the potential fields of rotor and stator, due to the interaction of secondary flows of the rotor with the stator and due to the interaction of the rotor wakes with the stator. By using trailing edge blowing, momentum loss in the rotor wakes can be compensated. Hence the periodic surface forces on the stator leading edges are weakened and hence the generated noise sources on the stator leading edges.

In the present thesis a rotor with internal flow channels and associated orifices at the trailing edges is used to blow air out of the trailing edges. Hot wire measurements and microphone measurements on a small scale fan test rig were conducted. The hot wire technique was used to analyse the mean and fluctuating parts of the flow field between the rotor and the stator. A microphone array in the inlet and a movable microphone rake in the exhaust were used to decompose the acoustic field to its modal structure and to determine the acoustic sound power level of the dominant tones.

The rotor was used in two different configurations, which differ in the radial distribution of the injected airflow at the trailing edge. Several operating points and injected mass flows were investigated. Both configurations were compared by means of acoustics and flow. Wake filling was achieved with both configurations. Although one configuration showed a better overall wake filling than the other, major tonal noise reductions could be found only for the configuration with an inferior wake filling. Noise reductions could be achieved for a certain range of operating points and injected mass flows. The best case showed a reduction of 11.5 dB of the sound power level of the dominant tone and a noise reduction of 14 dB of the sound pressure level of the dominant mode. The needed injection mass flow was 2.5 % of the overall test rig mass flow.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Lärmquellen am Flugzeugtriebwerk	1
1.3	Methoden der Geräuschminderung der tonalen Anteile des RSI-Lärms	3
1.4	Hinterkantenausblasen als Methode der Geräuschminderung . . .	5
1.5	Stand der Forschung beim Hinterkantenausblasen	5
1.6	Ziele der Arbeit	8
2	Theoretische Grundlagen	11
2.1	Strömung in einem Axialventilator	11
2.1.1	Idealisierte Strömung	11
2.1.2	Reale Strömung	13
2.1.3	Wichtige Kennzahlen	14
2.2	Grundlagen der Turbomaschinenakustik	15
2.2.1	Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen	15
2.2.2	Modenanregung durch RSI	18
3	Der Ventilatorprüfstand	21
3.1	Mechanischer Aufbau	21
3.2	Der TEB-Rotor	23
3.2.1	Konfigurationen	29
3.3	Aerodynamische Eigenschaften	31
3.4	Akustische Eigenschaften	33
3.5	Instrumentierung	36
3.5.1	Bestimmung des Betriebspunktes	36
3.5.2	Bestimmung des Einblasmassenstroms	36
3.5.3	Hitzdrahtanemometrie (HDA)	38
3.5.4	Mikrofonmessung	40
4	Versuchsdurchführung	45
4.1	Hitzdrahtmessung	45
4.1.1	Datenerfassung	46
4.2	Mikrofonmessung	46
4.2.1	Datenerfassung	46
4.3	Testmatrix	47

5	Datenreduktion	51
5.1	Hitzdrahtanemometrie	51
5.1.1	Definitionen	51
5.1.2	Prozesskette der Hitzdrahtmessung	53
5.1.3	Darstellung der Hitzdrahtdaten	55
5.1.4	Radiale Schnitte für gemittelte Nachläufe	60
5.2	Akustik-Messungen	60
5.2.1	Prozesskette der Mikrofonmessung	60
6	Ergebnisse und Diskussion	63
6.1	Diskussion der Akustik	64
6.1.1	Gemittelte Schalldruckspektren	64
6.1.2	Azimutalmodenanalyse	66
6.1.3	Vollständige Modenanalyse	71
6.1.4	Schalleistungen der <i>BPF</i>	75
6.2	Diskussion der Strömung	81
6.2.1	Gemittelte Geschwindigkeiten	81
6.2.2	Turbulenzanalyse	92
6.2.3	Analyse der Frequenzanteile der Strömung am Mittelschnitt	96
6.2.4	Vergleich der Änderung der Strömungsgrößen durch Aus-	
	blasen	98
6.3	Einfluss der Qualität der Zuströmung auf Akustik und Strömung	103
6.3.1	Einfluss des TCS auf die Akustik	104
6.3.2	Einfluss des TCS auf die Strömung	107
7	Schlussbemerkungen	111
7.1	Zusammenfassung	111
7.2	Kritische Betrachtung der Methode	112
7.3	Ausblick	114
	Nomenklatur	116
	Abbildungsverzeichnis	120
	Tabellenverzeichnis	126
	Literaturverzeichnis	128
A	Anhang	135
A.1	Frequenzanalyse der Strömung über die gesamte radiale Höhe . . .	135
A.2	Bestimmung der Betriebsparameter des Ventilatorprüfstandes . . .	138
A.3	Einfluss auf die Performance	139
A.4	Messunsicherheiten	140
A.4.1	Massenstrommesser	140
A.4.2	Druckmessung	140
A.4.3	Hitzdrahtanemometrie	140
A.4.4	Mikrofonmessungen	140

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Der große Mobilitätsbedarf in einer globalisierten Welt führt zu stetiger Zunahme und wachsenden Bedarf von zivilem Luftverkehr, BMUB [1]. Gepaart mit diesem Verkehrszuwachs wachsen ebenso unerwünschte Umwelteinflüsse, insbesondere in Form von Abgasen und Fluglärm. Durch seine direkte Wahrnehmung ist der Fluglärm von besonders erheblicher gesellschaftlicher Relevanz. Diese Relevanz für Umwelt und Gesellschaft spiegelt sich in strengen Lärmvorschriften wider, welche von Fluggesellschaften, Flughafenbetreibern und Flugzeugherstellern berücksichtigt werden müssen, wollen sie wirtschaftlich arbeiten und für die Zukunft gerüstet sein. Aus dem hohen gesellschaftlichen und wirtschaftlichem Interesse heraus wurden auf europäischer Ebene die sogenannten „ACARE“-Ziele ausgerufen, ACARE [2]. Es wurden u.a. konkrete Ziele zur Reduzierung der Lärmemissionen von Verkehrsflugzeugen formuliert. Bezogen auf den technologischen Stand im Jahre 2000 soll der empfundene Lärm bis zum Jahre 2020 um 10 EPNdB reduziert werden, was einer Reduzierung des Fluglärms um 50 % entspricht. Für die Jahre 2035 und 2050 soll der Fluglärm, bezogen auf das Jahr 2000, nochmals um 55 % bzw. 65 % gesenkt werden. Um diese ehrgeizigen Ziele zu erreichen, werden die Möglichkeiten der Reduzierung des Fluglärms in zahlreichen Forschungsprojekten und Arbeiten untersucht.

1.2 Lärmquellen am Flugzeugtriebwerk

Die wesentlichen Komponenten, die an der Lärmentstehung an einem modern Turbo-Fan-Triebwerk mit hohem Nebenstromverhältnis beteiligt sind, sind in Abbildung 1.1 dargestellt. Sie sollen hier kurz benannt werden. Die Mechanismen der Lärmentstehung werden hier nicht im Detail besprochen.

Dominante Lärmquellen entstehen aus der Interaktion des Rotors oder Fans ④ mit dem Stator ⑥ und der Interaktion des Rotors mit dem Eintrittsstator des Verdichters ⑦. Ferner wird durch instationäre Strömungsprozesse Prozesse im Verdichter ⑪ und ⑫, in der Brennkammer ⑬ und in der Turbine ⑭ und ⑮, Lärm erzeugt. Nicht zuletzt stellt der Strahl am Triebwerksaustritt ⑰ und ⑱,

eine relevante Lärmquelle dar.

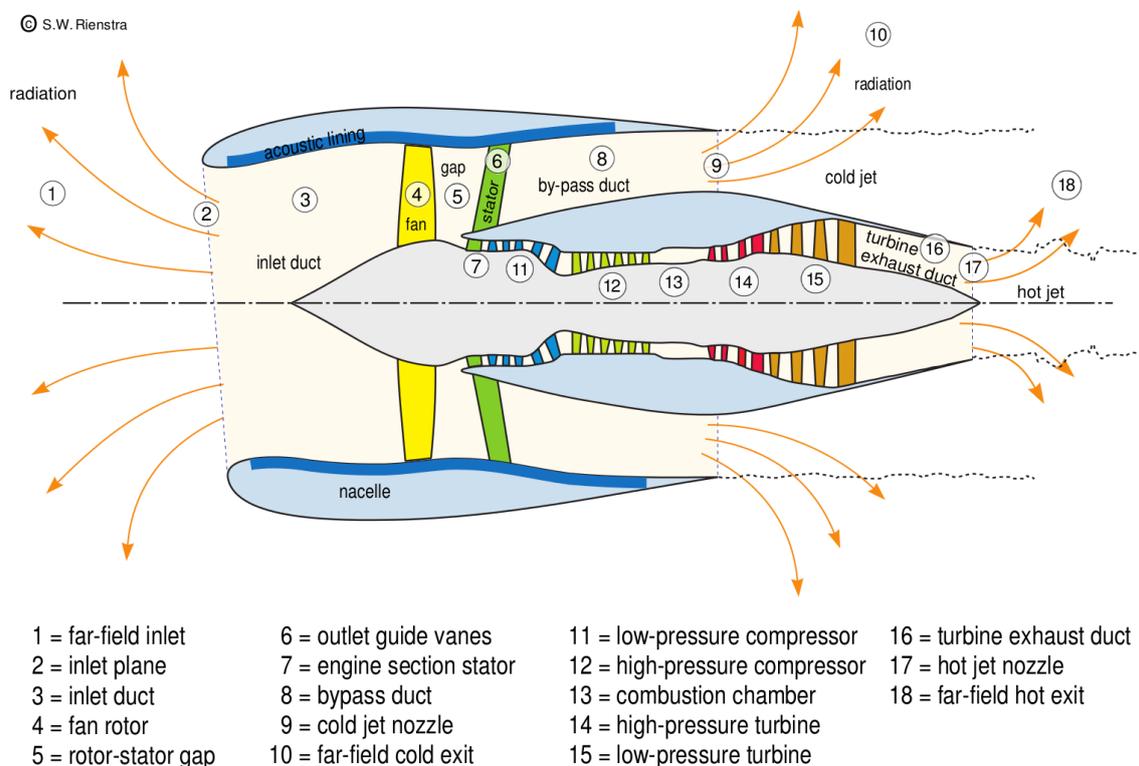


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung eines Flugzeugtriebwerks mit hohem Nebenstromverhältnis, aus Rienstra und Hirschberg [61]

Der Fan-Lärm strahlt insbesondere in Flugrichtung und in entgegengesetzte Richtung ab, wobei am Austritt des Triebwerkes, abhängig vom Betriebszustand, meist der Strahlärm das insgesamt abgestrahlte Schallfeld dominiert. Weiter breitet sich der im Verdichter erzeugte Lärm hauptsächlich nach vorne aus, da er sich nicht durch die Schaufelreihen des Kerntriebwerkes ausbreiten kann. Dies gilt umgekehrt für den erzeugten Schall in Brennkammer und Turbine, der weitestgehend nach hinten abstrahlt. Näheres zur Schallausbreitung durch Ringgitter ist z.B. in Grieb [31] nachzulesen.

Jede Schallquelle zeichnet sich durch tonale und/oder breitbandige Anteile im abgestrahlten Schallfeld aus. Je nach betrachteter Quelle ändert sich das Verhältnis aus tonalen und breitbandigen Anteilen. Alle periodisch rotierenden Komponenten, wie z.B. Fan und Verdichter, erzeugen hauptsächlich tonale Anteile, während instationäre, nicht periodische Prozesse, wie sie z.B. in den Scherschichten des Strahls und der Brennkammer vorherrschen, breitbandige Anteile erzeugen. Die ersten kommerziellen Flugzeugtriebwerke hatten im Vergleich zu heutigen Triebwerken sehr kleine Nebenstromverhältnisse, was den Strahl zur dominanten Lärmquelle gemacht hat. Man hat jedoch sehr schnell begriffen, dass ein größeres Nebenstromverhältnis die Effizienz eines Triebwerkes erhöht. Dies hatte den willkommenen Nebeneffekt, dass dadurch auch der Strahlärm und der insgesamt abgestrahlte Lärm reduziert werden konnte, da die Schallleistung des

Strahls etwa mit der 6. Potenz der Strahlgeschwindigkeit ansteigt.

Immer höhere Nebenstromverhältnisse machen daher den Fan eines modernen zivilen Luftfahrtantriebes zu einer dominierenden Lärmquelle am Flugzeugtriebwerk. Dabei ist der Rotor-Stator-Interaktions-Lärm (RSI-Lärm) ein wesentlicher Anteil des abgestrahlten Schallfeldes.

Neben breitbandigen Schallanteilen, die durch nicht periodische Prozesse verursacht werden, zeichnet sich RSI-Lärm besonders durch tonale Anteile aus. Von besonderem Interesse sind die Blattpassierfrequenzen (BPF), die in der Literatur oftmals auch als Drehtöne bezeichnet werden. Sie entstehen, wenn die periodisch rotierenden Nachläufe der Rotorscheaufeln auf den nachfolgenden Stator treffen und auf dessen Vorderkanten periodische Wechselkräfte erzeugen. Da Töne vom Menschen als besonders störend empfunden werden können, war und ist die Reduzierung der Drehtöne Gegenstand zahlreicher Untersuchungen.

Grundsätzlich kann man die untersuchten Methoden in passive und aktive Methoden unterteilen. Passive Methoden besitzen den Charme, dass sie in der Regel sehr ausfallsicher sind und damit sehr verbreitet Anwendung finden. Aktive Methoden hingegen besitzen den Vorteil, dass sie im Einsatz variabel bleiben. Sie können geregelt, ein- und ausgeschaltet werden.

Im Folgenden sollen kurz einige passive Methoden vorgestellt werden, die es bis zur Einsatzreife gebracht haben. Danach folgt eine Vorstellung aktiver Maßnahmen. Dabei werden vornehmlich Methoden berücksichtigt, die die tonalen Anteile des RSI-Lärm beeinflussen.

Über die hier vorgestellten Methoden hinaus gibt es eine Vielzahl weiterer aktiver und passiver Lärminderungsmaßnahmen, die nicht vorgestellt werden sollen. Zahlreiche Methoden und deren qualitative und quantitative Bewertung, sind in den Übersichts-Arbeiten von Neise [55], Envia [28], Huff [36], Casalino et al. [16] und Enghardt et al. [25] angeführt.

1.3 Methoden der Geräuschkinderung der tonalen Anteile des RSI-Lärms

Neben einem modernem Schaufeldesign ist eine der am häufigsten verwendeten passiven Maßnahmen der Einsatz von schallabsorbierenden Oberflächen, sogenannten Linern, wo immer es im Triebwerk möglich ist. In ihrer einfachsten Form stellen sie simple Helmholtz-Resonatoren dar. Sie sind schon seit den frühen 1970er Jahren Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, z.B. Mangiarotty [49], und werden bis heute stetig weiterentwickelt und erforscht, wie z.B. Brambley [9] in seinem Übersichtswerk dokumentiert.

Zu den heute eingesetzten, effizientesten Standardmaßnahmen zählt das sogenannte „Cut-Off-Design“, bei dem die Anzahl der Rotor- und Statorschaufeln derart gewählt wird, dass die nach Tyler und Sofrin [71] angeregte RSI-Mode des dominanten Drehtons im Strömungskanal nicht ausbreitungsfähig ist und gedämpft wird.

Da die Quellen des RSI-Lärms hauptsächlich auf dem Stator liegen, liegt es nahe, Änderungen am Stator vorzunehmen. So kann der Stator in Umfangsrichtung

geneigt werden, wodurch man die Phasenlage der Schallquellen auf dem Stator derart ändern kann, dass sie sich destruktiv überlagern. Ferner kann der Stator in Strömungsrichtung nach hinten geneigt werden, um den Abstand zum Rotor zu vergrößern, wodurch sich die auf den Stator treffenden Nachläufe besser ausmischen können, ehe sie auf den Stator treffen. Woodward et al. [73] haben hierzu Untersuchungen durchgeführt. Zu weiteren konstruktiven Maßnahmen zählt, den Fandurchmesser zu vergrößern und so bei selbem Impuls eine langsamere Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Fan zu erzeugen. Da diese Maßnahme u.a. aus Gründen des Gewichtes und der Effizienz an ihre technischen Grenzen gestoßen ist, setzen wichtige Hersteller bei der zukünftigen Triebwerksgeneration auf Getriebefans. Bei einem Getriebefan kann die Drehzahl des Fans weiter gesenkt werden, ohne die Drehzahl des Niederdruckverdichters senken zu müssen. Somit können beide Komponenten im optimalen Drehzahlbereich arbeiten; Cunningham [19] und Hughes [37].

Der konstruktiv bedingte Spaltwirbel an den Rotorschaufelspitzen ist ebenfalls Gegenstand vieler Arbeiten. Die Blattspitzenwirbel reduzieren die Effizienz des Triebwerks und erzeugen RSI-Lärm, wenn sie auf den Stator treffen. Die Abschwächung der Blattspitzenwirbel stellt eine effiziente Maßnahme der Lärmreduzierung dar. Dies geschieht auf passive Art am einfachsten durch einen möglichst kleinen Kopfspalt.

Neben den zahlreichen passiven Lärmreduzierungsmaßnahmen gibt es ebenso Vorschläge und Untersuchungen zu aktiven Methoden. Häufig basieren aktive Methoden auf der Anregung eines in Amplitude und Phase geeigneten Gegen-schallfeldes mit Hilfe von Aktuatoren. Als Aktuatoren können z.B. Lautsprecher verwendet werden, wie es Enghardt [26] getan hat.

Da diese Methode Aktuatoren, die sehr schwer sein können, und ein geeignetes Regelsystem erfordert, haben Schulz [62] und Lemke [45] die Möglichkeit einer indirekten Anregung von Sekundärschallquellen untersucht. Dafür werden zwischen Rotor und Stator, nah an den Rotorblattspitzen, Düsen als Aktuatoren eingesetzt. Die Anzahl der Düsen muss dabei der Anzahl der Statorschaufeln entsprechen. Durch die Interaktion der Düsenstrahlen mit den Rotorschaufeln werden zusätzliche Wechselkräfte im Bereich der Rotorschaufelspitzen erzeugt, die als Sekundärschallquellen dienen. Das Erzeugen eines gegenphasigen Sekundärschallfeldes hat jedoch keinen Einfluss auf den Quellmechanismus bzw. die Quellen selbst. Daher haben Sutliff et al. [66] und Curtis [20] die Möglichkeiten der Reduzierung der periodischen Wechselkräfte auf dem Stator, also der Schallquellen, mit Hilfe von Piezoaktuatoren untersucht. Die Aktuatoren werden hierfür an den Orten der Schallquellen in die Statorvorderkanten integriert.

Eine Methode, die direkt in den Entstehungs- bzw. Quellmechanismus der tonalen Anteile des RSI-Lärms eingreift, ist das Ausblasen von Luft aus den Rotorschaufelhinterkanten, um deren Nachläufe aufzufüllen. Die Methode wird als Hinterkantenausblasen, oder auf Englisch als *Trailing Edge Blowing*, kurz TEB, bezeichnet und wird in der vorliegenden Arbeit untersucht.

1.4 Hinterkantenausblasen als Methode der Geräuschminderung

Der RSI-Lärm entsteht, wenn die rotierende Nachlaufstruktur hinter einem Rotor auf den nachfolgenden Stator trifft. Hierbei werden periodische und nicht periodische Wechselkräfte auf den Statorschaufelvorderkanten, also Schallquellen, erzeugt. Der RSI-Lärm zeichnet sich durch dominierende tonale Anteile aus, die aus den periodischen umlaufenden Strukturen des Nachlaufes resultieren. Die breitbandige Komponente des RSI-Lärms wird durch die nicht periodischen Anteile verursacht.

Die schon im Abschnitt 1.2 erwähnten tonalen Anteile werden unter anderem durch die periodisch umlaufenden Rotorschaufelnachläufe erzeugt. Die Nachlaufstruktur entsteht aufgrund von Reibung auf den Rotorschaufeloberflächen. Die so entstehenden Grenzschichten dicken mit der Lauflänge über die Rotorblätter auf und vereinigen sich stromab zu den Nachläufen hinter den einzelnen Rotorblättern.

Weiter werden vom Rotor Sekundärströmungen erzeugt, die ebenfalls periodisch mit dem Rotor umlaufen und ebenso zu den Tönen des RSI-Lärm beitragen. Sie werden in Abschnitt 2.1.2 noch genauer beschrieben.

Neben den Gleichanteilen besitzt jede Strömung Schwankungsanteile, die den Gleichanteilen überlagert sind. Die Schwankungsanteile sind für sich betrachtet nichtperiodisch und nichtlinear. Nichtlinear bedeutet, dass die Schwankungen nicht streng sinusförmig sind. Treffen sie auf den Stator, erzeugen sie ebenfalls Wechselkräfte, die jedoch nicht periodisch sind und somit zum breitbandigen Anteil des RSI-Lärms beitragen.

Bei sehr geringem Rotor-Stator-Abstand gibt es zusätzlich eine Wechselwirkung der Druckpotentialfelder von Rotor und Stator. In technisch relevanten Rotor-Stator-Stufen ist die Wechselwirkung aufgrund des ausreichenden Abstandes jedoch so gering, dass sie vernachlässigt werden kann.

Ziel des TEB ist es, den entstandenen Impulsverlust in den Nachlaufzellen der Strömung hinter dem Rotor durch gezieltes Ausblasen von Druckluft aus den Rotorschaufelhinterkanten auszugleichen oder zumindest zu vermindern. Dadurch werden die Nachläufe in ihrer Ausprägung abgeschwächt und die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Nachlauf und Strömung durch die Passage kleiner. Durch die so reduzierten Geschwindigkeitsgradienten im Rotornachlauf werden auch die erzeugten Schaufelkräfte auf dem Stator kleiner und somit ebenfalls die induzierten Schallquellen.

TEB ist Gegenstand zahlreicher Arbeiten, die im nächsten Abschnitt vorgestellt werden.

1.5 Stand der Forschung beim Hinterkantenausblasen

Die Methode des Hinterkantenausblasens lässt sich bis in die späten 1960er bzw. frühen 1970er Jahre zurückverfolgen. 1968 erhielt Moravec [52] ein deutsches Pa-

tent auf eine Methode, um aus den Statorhinterkanten Luft auszublasen. Seine Arbeit hat das Ziel, die Lärmemission von Schaufelmaschinen zu reduzieren. McBride [50] erhielt für die Firma General Electric ein US-amerikanisches Patent, in welchem er die Methode konkret für ein Flugzeugtriebwerk anmeldete, bei dem sowohl aus dem Einlauf-Leitrad und dem folgenden Rotor ausgeblasen werden sollte, um die Schallentstehungen am folgenden Stator zu reduzieren. In diesem Patent ist die wachsende Bedeutung von RSI-Lärm durch wachsende Nebenstromverhältnisse bereits deutlich benannt.

Erste wissenschaftliche Veröffentlichungen, die Hinterkantenausblasen in Zusammenhang mit RSI-Lärm nennen, sind erst ab den frühen 1990er Jahren zu finden. In seiner Masterarbeit untersuchte Naumann [54] die Nachläufe einer ebenen Platte in einem Wasserkanal, mit der Motivation, die Methode auf die Schaufeln eines Flugzeugtriebwerks zu übertragen. Ziel war es, eine vollständige Auffüllung bei minimalem Massenstrom zu erreichen.

Dass das Thema in den Fokus von wissenschaftlichen Untersuchungen gelangte, lag nicht zuletzt an dem Trend zu höheren Nebenstromverhältnissen. Die erste Journal-Publikation zum Thema veröffentlichten 1996 Waitz et al. [72]. Die Arbeit befasste sich mit einer numerischen und experimentellen Machbarkeitsstudie an einer Kaskade, die das Potential von TEB zur RSI-Lärmreduzierung in einer vollwertigen Turbomaschine mit hohem Nebenstromverhältnis untersuchen sollte. Detailliert sind die Studien auch in der Masterarbeit von Sell [63] nachzulesen, der die Arbeit unter der Betreuung von Waitz schrieb. Die zuletzt genannten Arbeiten untersuchten zusätzlich noch das Absaugen der Grenzschicht auf der Saugseite, um die Nachläufe abzuschwächen. Diese Option wurde in späteren Jahren nochmals von Langford et al. [41] aufgegriffen, jedoch nicht im drehenden System umgesetzt. Leitsch [43] untersuchte die Methode in seiner Masterarbeit erstmals an einem Prüfstand mit Rotor, wobei jedoch aus einem simplen Stator, bestehend aus vier ebenen Platten, ausgeblasen wurde. Durch den kleinen Rotordurchmesser von 10,4 cm mussten sehr hohe Drehzahlen gefahren werden, um Ähnlichkeit zu einem realem Fan herzustellen. Die resultierenden BPF lagen dadurch an der oberen Hörschwelle des menschlichen Gehörs. Die Resultate wurden 2000 nochmals veröffentlicht, Leitsch et al. [44].

Brookfield [12] übertrug die Ergebnisse aus [72] und [63] in ein drehendes System und untersuchte einen TEB-Rotor mit 560 mm Durchmesser in seiner Doktorarbeit. Trotz hohem technischem Aufwand konnte lediglich gezeigt werden, dass man die Rotornachläufe auch im drehenden System zumindest teilweise auffüllen konnte. Dort wo dies gelang, konnten die Wechseldrücke auf dem Stator signifikant gesenkt werden, was das Potential der Methode zur Minderung des RSI-Lärms zeigte. Eine Minderung des RSI-Lärms selbst konnte in dieser Arbeit jedoch noch nicht gezeigt werden. Die folgenden Arbeiten widmeten sich dem detaillierten Verständnis des TEB, z.B. Brito [10]. Die direkte Fortsetzung dieser Arbeit ist in Brookfield und Waitz [11] zusammengefasst veröffentlicht worden. Während sich Waitz, Brookfield, Sell und Britto am Massachusetts Institut of Technology (MIT) auf das Ausblasen aus dem Rotor konzentrierten, führten Rao et al. [60] die Arbeiten von Leitsch [43] an der Virginia Polytechnic Institute and State University (Virginia Tech) fort und legten den Fokus auf das Ausblasen aus

einem Stator. Das Ausblasen aus einem Stator ist technisch einfacher umsetzbar und deswegen gut geeignet, um detaillierte Studien zum Verständnis von TEB durchzuführen. Rao et al. [60] erweiterten den Aufbau von Leitsch [43] um ein Regelsystem, um eine optimale Auffüllung des Nachlaufs hinter den individuell regelbaren Öffnungen zu erreichen. Die gefundene Verteilung wurde dann akustisch untersucht, womit das ursprüngliche Ergebnis von Leitsch et al. [44] verbessert werden konnte.

Sutliff et al. [67] und Sutliff [65] führten Anfang des Jahres 2000 die Versuche am ANCF (Active Noise Control Fan) des NASA Glenn Research Center fort. Details zum ANCF haben Loew et al. [48] beschrieben. Dabei wurden umfangreiche Messungen durchgeführt. Neben der Nachlaufströmung und den Wechseldrücken auf dem Stator wurden ebenfalls das akustische Nah- und Fernfeld vermessen. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass für das beste akustische Ergebnis bzgl. der RSI-Töne kein vollständiges Auffüllen nötig ist. Ferner erfolgte im zweiten Teil der Untersuchungen erstmals eine Untersuchung des Breitbandlärms, wobei keine Minderung erzielt werden konnte.

Parallel zu Versuchen im drehenden System gab es an der Virginia Tech Versuche an einer 2D-Kaskade, um das TEB weiter zu optimieren und besser zu verstehen. Craig [18] und Borgholtz et al. [7] legten dabei den Fokus auf die turbulenten Anteile der Strömung und deren Beeinflussung durch das TEB mit dem Ziel, das TEB ebenso erfolgreich zur Breitbandlärmminderung einzusetzen, was bis zu diesem Zeitpunkt nicht gezeigt werden konnte.

Neben den 2D-Kaskaden-Tests an der Virginia Tech wurde in den Arbeiten von Halasz [34] und Halasz et al. [33] in Zusammenarbeit mit dem NASA Glenn Research Center eine mögliche Weiterentwicklung des TEB vorgeschlagen und als Fortsetzung der Arbeit von Sutliff am ANCF untersucht. Ziel war es, den benötigten Massenstrom zu reduzieren, indem nur aus jeder zweiten Schaufel ausgeblasen wurde. Sie argumentierten, dass in Kombination mit einem Liner ähnlich gute Ergebnisse wie von Sutliff [67] erzielt werden können. Dies konnte allerdings nicht gezeigt werden.

Parallel dazu verfolgten Langford et al. [41] bzw. Minton [51] den Ansatz, den benötigten Massenstrom durch eine optimierte Ausblasgeometrie zu reduzieren. Sie untersuchten hierfür 8 verschiedene Ausblasgeometrien in einem transsonischen Kaskaden-Prüfstand, die u.a. auch eine Konfiguration mit Absaugen der Grenzschicht auf der Saugseite enthielt. Weiter wurde der mögliche Einsatz von Wirbelgeneratoren untersucht, da ein Fokus der Arbeit eine möglichst gute Ausmischung der Nachläufe war. Es stellte sich heraus, dass die beste Auffüllung bei geringstem Ausblasmassenstrom mit einer Konfiguration erreicht wurde, auf der sowohl auf Saug- als auch auf Druckseite ausgeblasen wurde. Langford et al. [42] übertrugen diese 2D-Konfiguration mit Hilfe einer numerischen Simulation in eine 3D-Konfiguration für das drehende System. Sie konnten damit eine ähnlich gute tonale RSI-Lärm-Minderung wie bei Sutliff [67] erreichen, jedoch bei halbierten Ausblasmassenstrom.

Da bis zu diesem Zeitpunkt schon gute Resultate hinsichtlich der Minderung der tonalen Anteile des RSI-Lärms erzielt werden konnten, wurden weiter Kaskadenversuche an der Virginia Tech durchgeführt. Sie hatten das Ziel, die Breitbandlär-

mentstehung besser zu verstehen und den breitbandigen Anteil des RSI-Lärms ebenfalls im drehenden System zu reduzieren, Borgholtz et al. [8] und Borgholtz [6]. Fite et al. [30] und Woodward et al. [74] untersuchten TEB an einem repräsentativem Modell-Turbo-Fan-Prüfstand mit einem Fan-Durchmesser von 558,8 mm und repräsentativen Drehzahlen. Sie konnten sowohl eine Minderung der tonalen Anteile, als auch der breitbandigen Anteile des RSI-Lärms nachweisen. Für die aeroakustische Bewertung führten sie Heißfilm-Messungen hinter dem Rotor durch. Dabei stellten sie fest, dass die Turbulenz im Blattsitzenbereich erhöht wurde. Für geringere Spannweiten stellten sie eine Verminderung der Turbulenz fest und führten darauf die Minderung des breitbandigen Lärms zurück.

Ein Nachteil der TEB-Methode ist, dass sie Druckluft benötigt, die dem Verdichter entnommen werden muss. Daher haben Eberlinc et al. [22], [21] alternativ eine selbstinduziertes Ausblasen aus den Hinterkanten untersucht, bei der die Luft an der Nabe entnommen wird und durch den Druckgradienten in radialer Richtung durch die Schaufel aus der Hinterkante im Blattspitzenbereich ausgeblasen wird. Akustische Untersuchungen dieser Konfiguration liegen bisher nicht vor.

Die Untersuchungen der vergangenen 20 Jahre haben gezeigt, dass ein vollständiges Auffüllen der Nachläufe hinter dem Rotor nicht zwangsläufig zu einer maximalen Minderung des RSI-Lärms führt. Dabei spielt auch die radiale Verteilung der Ausblasmassenströme eine Rolle. Kohlhaas et al. [40] wählten darum einen Ansatz, der mittels eines Optimierungsalgorithmuses die beste radiale Verteilung der Ausblasmassenströme an ihrem Prüfstand finden sollte. Das Ziel des Optimierungsalgorithmuses war es, eine radiale Verteilung der Ausblasmassenströme zu finden, bei der ein vorgegebener Ton minimal wurde. Die gefundene optimierte radiale Verteilung war gegenüber der ursprünglich verwendeten Methode deutlich inhomogener. Es stellte sich heraus, dass das beste akustische Ergebnis erzielt wurde, wenn an den Öffnungen nahe der Rotorblattspitzen und an nabennahen Öffnungen der Rotorschaukeln weniger ausgeblasen wurde. Als ein Ergebnis der Untersuchung wurde die Vermutung aufgestellt, dass die Ausblasung Bereiche mit ausgeprägten Sekundärströmungen nicht zusätzlich mit Strömungsenergie versorgen sollte, um TEB erfolgreich anzuwenden. Diese Gebiete liegen hinter einem Rotor typischerweise in der Nähe der Blattspitzen und im Nabenbereich, siehe Abschnitt 2.1.2.

Ferner haben einige Arbeiten gezeigt, dass aus einer Reduzierung der Schwankungsanteile in der Strömung und der Reduzierung der Wechselkräfte auf dem Stator nicht unbedingt eine Reduzierung des breitbandigen Anteils des RSI-Lärms folgt.

1.6 Ziele der Arbeit

In der vorgestellten Literatur wurde keine Diskussion bzgl. der immer vorhandenen Sekundärströmungen im drehenden System geführt. Kohlhaas et al. [40] sind die Ersten, die den Einfluss der Sekundärströmungen auf das Funktionieren von TEB in ihre Diskussion mit aufnehmen.

Daher sollen in der vorliegenden Arbeit die Gleich- und Schwankungsanteile der Strömung zwischen einem TEB-Rotor und Stator eines Ventilatorprüfstan-

des untersucht werden. Hierfür sollen detaillierte Hitzdrahtmessungen für alle drei Raumrichtungen durchgeführt werden. Neben den Nachläufen sollen auch die mit Hitzdrähten erfassbaren Sekundärströmungen berücksichtigt und in Hinblick auf das Anwenden von TEB diskutiert werden.

Da die Sekundärströmungen im gehäuse- und nabennahen Bereich besonders dominant sind, sollen zwei Konfigurationen vorgestellt werden. Eine der Konfigurationen beeinflusst die Strömung über die gesamte radiale Schaufelhöhe, die andere spart den gehäuse- und nabennahen Bereich aus. Die Arbeit soll weitere Aufschlüsse darüber geben, worauf zu achten ist, will man TEB erfolgreich anwenden.

Beide Konfigurationen sollen zudem akustisch mit einem Mikrofonarray auf der Saugseite und einem drehbaren Mikrofonrechen auf der Druckseite des Ventilatorprüfstandes vermessen werden. Durch die Verwendung von einem Mikrofonarray und eines Rechens ist eine modale Zerlegung des von der TEB-Rotor-Stator-Stufe abgestrahlten Schallfeldes möglich.

In der vorliegenden Arbeit wurde folgendes Vorgehen gewählt: Zunächst soll mit Hilfe von Mikrofonmessungen das beste akustische Ergebnis gefunden werden. Hierfür werden der Ausblasmassenstrom, die radiale Verteilung der ausgeblasenen Luftmenge aus den Rotorschaukeln und der Betriebspunkt variiert. Die optimalste Kombination dieser drei Parameter wird dann strömungsmesstechnisch mit Hitzdrähten untersucht.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

In den folgenden Abschnitten werden die theoretischen Grundlagen und Mechanismen der Strömungsmechanik und Akustik beschrieben, die für das Verständnis und die Beschreibung der Untersuchungen relevant sind.

Für tiefer gehende Betrachtungen sei auf die jeweils angegebene Fachliteratur verwiesen. Relevant für die vorliegende Arbeit ist das Verständnis der Strömung in einem Axialventilator, der Mechanismus des Rotor-Stator-Interaktionslärms und nicht zuletzt die Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen.

2.1 Strömung in einem Axialventilator

Der für die Untersuchungen verwendete Axialventilator besteht aus einer Rotor-Stator-Stufe, die sich in der Mitte eines kreisrunden Strömungskanals befindet. Der Rotor verrichtet an dem Fluid Arbeit. Durch diese Energiezufuhr wird der Gesamtdruck erhöht. Damit stellt er bzgl. des mechanischen Aufbaus prinzipiell eine Axialverdichterstufe dar. Es handelt sich jedoch per Definition um einen Ventilator, da das Druckverhältnis π kleiner als 1,1 ist. Das Druckverhältnis π ist definiert als das Verhältnis von Totaldruck hinter der Rotor-Stator-Stufe p_3 und Totaldruck vor der Rotor-Stator-Stufe p_1

$$\pi = \frac{p_3}{p_1}. \quad (2.1)$$

Die Indizes in Gleichung 2.1 weisen auf die Ebene hin, in welcher die Drücke betrachtet werden. Die Ebenen sind u.a. in Abbildung 2.1 zu sehen.

Die Bezeichnung Verdichter ist erst ab einem Druckverhältnis von 3 oder mehr üblich. Die hier vorgestellten Untersuchungen können jedoch auch auf Verdichterstufen übertragen werden. Im Abschnitt 3.1 wird der Prüfstand im Detail vorgestellt.

2.1.1 Idealisierte Strömung

Um die Strömung durch eine Rotor-Stator-Stufe zu beschreiben, ist es sinnvoll die Strömung in verschiedenen Koordinatensystemen zu betrachten. Die Transformation zwischen den Koordinatensystemen wird durch die sog. Galilei-Trans-

formation beschrieben.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{v} = \vec{v} + \vec{u} \quad (2.2)$$

mit

- \vec{c} : Geschwindigkeit im festen Absolutsystem
- \vec{u} : Geschwindigkeit des Relativsystems
- \vec{v} : Geschwindigkeit im bewegten Relativsystem

Die Geschwindigkeit im festen Absolutsystem \vec{c} ist jene, die von stationären Messsonden gemessen wird. Die Geschwindigkeit im bewegten Relativsystem \vec{v} würde von einem rotorfesten Sensor erfasst werden.

Geometrisch anschaulich lässt sich die Transformation zwischen den Koordinatensystemen als Geschwindigkeitsdreiecke darstellen. Abbildung 2.1 zeigt schematisch einen Zylinderschnitt durch die Schaufelreihen einer Rotor-Stator-Anordnung für eine feste radiale Position r . Die Indizes 1, 2 und 3 bezeichnen jeweils die betrachteten Ebenen ①, ② und ③.

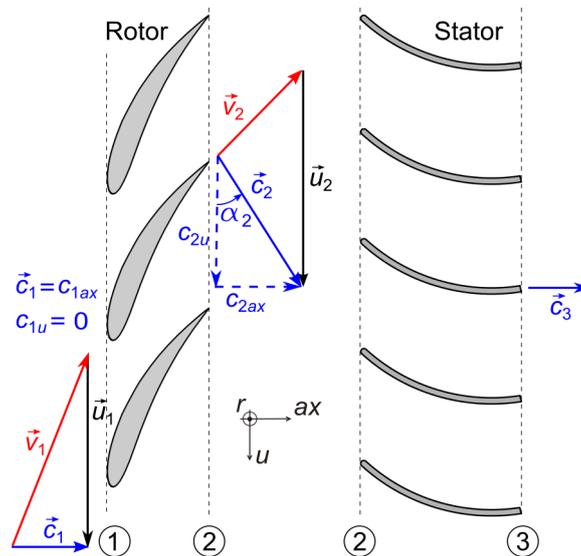


Abbildung 2.1: Prinzipielle Illustration der Geschwindigkeitsdreiecke der drallfreien Zu- und drallbehafteten Abströmung in einem Axialventilator

Die Zuströmung \vec{c}_1 an der Eintrittsebene ① des Rotors kann als drallfrei betrachtet werden, womit $\vec{c}_{1u} = 0$ ist und $\vec{c}_1 = \vec{c}_{1ax}$ folgt.

Der Rotor leistet an dem einströmenden, drallfreien Fluid Arbeit. Dabei führt er dem Fluid kinetische Energie in Form von Drall zu und erhöht die Absolutgeschwindigkeit \vec{c} . Am Rotoraustritt ② ist die Strömung drallbehaftet, d.h. eine Umfangskomponente \vec{c}_{2u} kommt hinzu und die Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_2 , die sich hinter dem Rotor aus Axial- und Umfangskomponente \vec{c}_{2ax} und \vec{c}_{2u} der Geschwindigkeit zusammensetzt, ist größer als \vec{c}_1 . Der Winkel α_2 , der sich aus diesen Komponenten ergibt, wird als Abströmwinkel bezeichnet.

Der in Strömungsrichtung nachfolgende Stator wandelt durch erneute Umlenkung der drallbehafteten Strömung die kinetische Energie des Dralls in statischen Druck um. Die Absolutgeschwindigkeit \vec{c}_2 am Rotoraustritt ② ist in Betrag und

Richtung identisch mit der am Statoreintritt. Die Absolutgeschwindigkeit wird durch den Stator von \vec{c}_2 auf \vec{c}_3 reduziert und die Strömung ist an der Austrittsebene ③ des Stators drallfrei.

Weiter kann näherungsweise angenommen werden, dass die Axialkomponente c_{1ax} der Zuströmung \vec{c}_1 gleich der Axialkomponente c_{2ax} der Abströmung \vec{c}_2 hinter dem Rotor ist, da der Rotor dem Fluid lediglich eine Drallkomponente hinzufügt. Diese Annahme, $c_{1ax} = c_{2ax}$, wird im Abschnitt 5.1.3 für die Normierung der Geschwindigkeiten nochmals aufgegriffen.

Die oben beschriebenen Grundlagen einer zweidimensionalen und reibungsfreien Strömung orientieren sich zu großen Anteilen an Bräunling [14]. Für eine detailliertere Beschreibung der Strömung in einer axialen Strömungsmaschine sei auf dieses Werk verwiesen. Speziell für Ventilatoren seien die Werke von Carolus [15] und Eck [23] genannt.

2.1.2 Reale Strömung

Berücksichtigt man bei der zweidimensionalen Strömung zusätzlich Reibung, so ändert sich Abbildung 2.1 zu Abbildung 2.2. Durch den Einfluss von Reibung ändert sich das Geschwindigkeitsdreieck im Nachlauf wie in Abbildung 2.2 dargestellt. Das Geschwindigkeitsdreieck zwischen Rotor und Stator ändert sich periodisch mit der Drehzahl des Rotors.

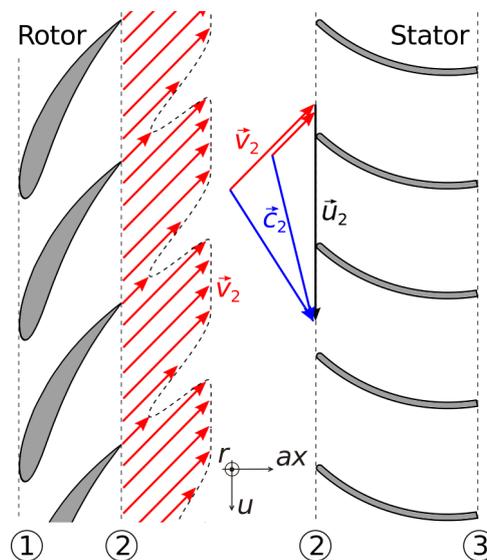


Abbildung 2.2: Prinzipielle Änderung des Geschwindigkeitsdreiecks in der Abströmung eines Axialventilators unter Berücksichtigung der Reibung

In der Realität ist die Strömung in einer Rotor-Stator-Stufe jedoch dreidimensional. Aufgrund von Reibungseffekten, Druckgradienten in allen drei Raumrichtungen und der Umströmung des Kopfspaltes von der Druck- zur Saugseite ist Strömung durch typische Sekundärströmungseffekte gekennzeichnet, die kurz erläutert werden sollen. In Abbildung 2.3, die aus Baier et al. [3] entnommen wurde, sind sie schematisch abgebildet.

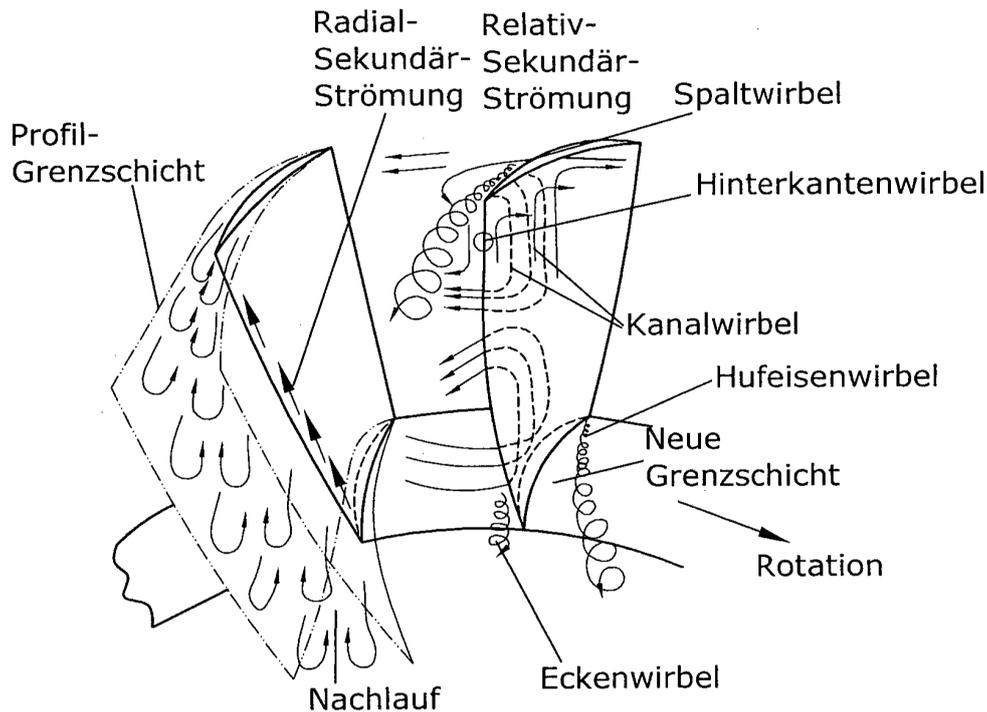


Abbildung 2.3: Sekundärströmungseffekte der Rotorumströmung. Bild nach Baier et al. [3].

Ein für die vorliegende Arbeit wichtiger Sekundärströmungseffekt ist die Nachlaufströmung hinter den einzelnen Rotorschaufeln, siehe Abschnitt 1.4. Der Nachlauf entsteht aufgrund der Reibung an den Rotorschaufeloberflächen und dem damit einhergehenden Impulsverlust. Die sich so aufbauenden Grenzschichten auf Saug- und Druckseite der Rotorschaufeln wachsen mit der Lauflänge an und vereinigen sich schließlich hinter dem Rotor zum Nachlauf. Im Nachlaufgebiet liegt aufgrund des Impulsverlustes eine geringere Strömungsgeschwindigkeit \vec{v}_2 als in der umgebenen Hauptströmung vor. Im weiteren Verlauf beginnt sich die Nachlaufdelle mit der umgebenen Hauptströmung zu vermischen. Die oben gezeigten Sekundärströmungen sind z.B. in Clemen [17] ausführlich beschrieben.

2.1.3 Wichtige Kennzahlen

Um verschiedene Ventilatoren miteinander vergleichen zu können, werden zwei für Ventilatoren wichtige Kennzahlen definiert: die Lieferzahl φ und die Druckzahl ψ .

Der Volumenstrom eines Ventilators Q wird in Form der sogenannten Lieferzahl φ ausgedrückt. Sie wird durch das Produkt aus Kanaldurchmessers zum Quadrat d^2 und Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an den Blattspitzen u_{Tip} dimensionslos.

$$\varphi = \frac{Q}{\pi d^2 u_{\text{Tip}}} \quad (2.3)$$

Die Druckzahl ψ stellt ein Maß für die Druckerhöhung dar. Man erhält sie, indem die Gesamtdruckerhöhung Δp_t mal 2 durch das Produkt aus Dichte ρ und Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an den Blattspitzen u_{Tip} zum Quadrat dividiert wird.

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p_t}{\rho u_{Tip}^2} \quad (2.4)$$

Tiefer gehende Informationen und weitere Kennzahlen von Ventilatoren sind in den Büchern von Carolus [15] und Eck [23] nachzulesen.

2.2 Grundlagen der Turbomaschinenakustik

2.2.1 Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen

In diesem Abschnitt soll in aller Kürze die Wellengleichung der linearen Akustik im rotationssymmetrischen Fall vorgestellt werden. Zum Abschluss des Abschnitts soll die Theorie auf den verwendeten Ventilatorprüfstand angewendet werden.

Die Wellengleichung in Zylinderkoordinaten

Da der Axialventilator den Schall in einen rotationssymmetrischen Kanal abstrahlt, ist es zweckmäßig die Wellengleichung mit Zylinderkoordinaten anzugeben. Die Wellengleichung lautet in Zylinderkoordinaten:

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0. \quad (2.5)$$

Abbildung 2.4 zeigt anschaulich das verwendete Koordinatensystem. Die Richtung x , der Radius r und der Winkel θ sind Variablen, R ist der konstante Kanalradius.

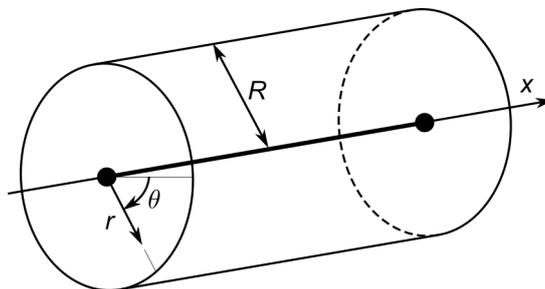


Abbildung 2.4: Zylinderkoordinatensystem

Lösung der Wellengleichung im rotationssymmetrischen Fall ohne Strömung

Mit Hilfe eines Produktansatzes zur Lösung partieller Differentialgleichungen mit mehreren Variablen kann Gleichung 2.5 in die Form einer Bessel'schen Differenzi-

gleichung überführt und gelöst werden. Auf den Lösungsweg der Wellengleichung 2.5 wird hier nicht näher eingegangen. Es sollen lediglich die Lösungen präsentiert werden. Eine detaillierte Herleitung ist z.B. in Ehrenfried [24] oder Rienstra und Hirschberg [61] zu finden. Zuletzt genanntes Werk legt den Fokus insbesondere auf die Schallausbreitung in Rohrströmungen und ist daher für die Turbomaschinenakustik besonders interessant. Die Lösung p' der Wellengleichung lautet im rotationssymmetrischen Fall ohne Strömung:

$$p'(x, r, \theta, t) = \operatorname{Re} \left(\left(A_3 e^{-im\theta} + B_3 e^{im\theta} \right) \cdot A_2 J_m(\beta_{mn} r) \cdot \left(A_1 e^{-i\alpha_{mn} x} + B_1 e^{i\alpha_{mn} x} \right) \cdot e^{i\omega t} \right) \quad (2.6)$$

Die Lösung stellt das Schallfeld p' mit der Ordnung (m, n) dar. Die ganzzahligen Faktoren m und n bestimmen die Form der Mode bzw. die Form des Schallfeldes. Die Ordnungszahl m entspricht der Anzahl der Knotenlinien, die die x -Achse schneiden und n entspricht der Anzahl Knotenringe um die x -Achse des Kanals. Man spricht bei m auch von Azimutal- oder Umfangsmodenordnung und bei n von Radialmodenordnung. Die konstanten A_1 , B_1 , A_3 und B_3 bestimmen das zeitliche Verhalten der Lösung. A_1 und B_1 bestimmen die Ausbreitungsrichtung des Schallfeldes in x -Richtung. $B_1 = 0$ würde eine reine Ausbreitung in positiver x -Richtung bedeuten, $A_1 = 0$ eine reine Ausbreitung in negativer x -Richtung. $A_1 = B_1$ entspricht einer stehenden Welle. Die konstanten A_3 und B_3 bestimmen Amplitude und Phase des Druckfeldes an jedem Querschnitt des Kanals. Die Bessel-Funktion J_m bestimmt den radialen Verlauf von der Mitte zum Rand des Zylinders. Die Bessel-Funktion der Ordnung m , J_m , ist eine Lösung der Besselschen Differentialgleichung. Die konstante A_2 ist Teil der Lösung. Für nähere Betrachtungen der Besselschen Differentialgleichung und ihrer Lösungen sei auf einschlägige Formelwerke verwiesen, z.B. Bartsch [5].

Die reelle konstante Wellenzahl α_{mn} beschreibt die Phasengeschwindigkeit. α_{mn} muss reell sein, damit reguläre Wellenausbreitung vorliegt.

$$\alpha_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{a}\right)^2 - \beta_{mn}^2} \quad (2.7)$$

Der Quotient a ist die Schallgeschwindigkeit. Der Term β_{mn} ist eine konstante Wellenzahl, die sich wiederum wie folgt berechnet.

$$\beta_{mn} = \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (2.8)$$

Der Faktor σ_{mn} ist das n -te lokale Extrema der Bessel-Funktion m -ter Ordnung. Daher sind die Modenordnungen (m, n) miteinander gekoppelt und genau genommen nicht unabhängig voneinander zu betrachten. R ist der Rohrradius. Die Werte für σ_{mn} können mathematischen Tabellenwerken entnommen werden.

Die Druckschwankungen p' werden in der Akustik üblicherweise in einer logarithmischen Maßeinheit ausgedrückt, dem Schalldruckpegel L_p . Er wird in der Einheit Dezibel (Einheitenzeichen dB) angegeben und ist wie folgt definiert.

$$L_p = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_{\text{RMS}}}{2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}} \right) \text{ dB} \quad (2.9)$$

mit dem Effektivwert der Druckschwankung

$$p_{\text{RMS}} = \sqrt{\left(\frac{1}{T} \int_0^T p'(t)^2 dt\right)} \quad (2.10)$$

Der Wert $L_p = 0$ dB definiert die Hörschwelle des Menschen bei 1 kHz. Zur Verdeutlichung der Lösungen der Wellengleichung 2.6 dient Abbildung, die aus Lemke [45] entnommen wurde.

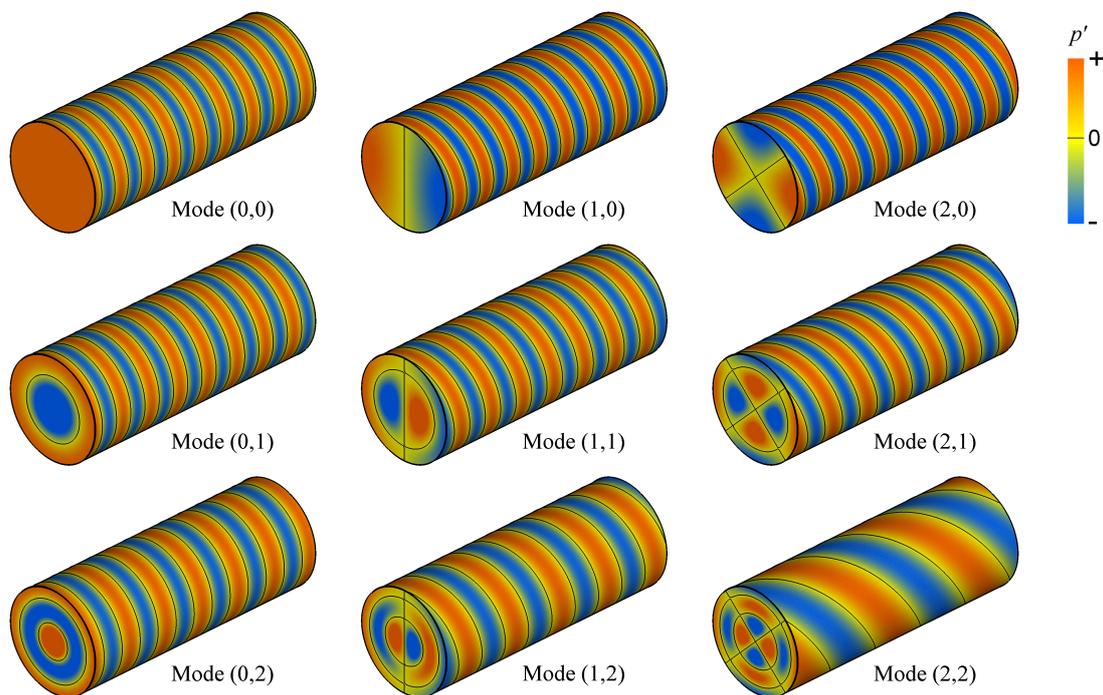


Abbildung 2.5: Lösungen der Wellengleichung für verschiedene Modenordnungen (m, n) . Bild aus Lemke [45].

Die Modenordnung $(m, n) = (0, 0)$ wird auch als ebene Welle bezeichnet. Sie zeichnet sich dadurch aus, dass die Druckschwankung p' konstant über einen beliebigen Kanalquerschnitt ist. Weiter ist diese Mode immer ausbreitungsfähig. Die Ausbreitungsfähigkeit von Moden wird im nächsten Abschnitt nochmals aufgegriffen. Azimutalmodenordnungen $m > 0$ werden auch als „Spinning Modes“ bezeichnet, da sie sich durch den Kanal drehen. Per Definition drehen Moden m mit positivem Vorzeichen mit dem Rotor und Moden m mit negativem Vorzeichen gegen der Rotor. Mit zunehmender Radialmodenordnung n ändert sich der Winkel mit dem Wellenfronten zur Gehäusewand stehen und deren Abstand. Dies verdeutlicht nochmals, dass Azimutal- und Radialmoden nicht getrennt voneinander betrachtet werden dürfen. Diese Tatsache wird ausgenutzt, um mit Hilfe von Schallfeldmessungen an der Wand, die radialen Moden im Kanal zu quantifizieren.

„Cut-Off“-Bedingung

Damit reguläre Wellenausbreitung vorliegt, muss α_{mn} reell und die Wurzel in Gleichung 2.7 somit positiv sein. Reguläre Wellenausbreitung bedeutet, dass die sich in x-Richtung ausbreitende Welle nicht abklingt. Die Frequenz $\omega_{a,mn}$ wird als „Cut-Off“-Frequenz der Mode (m, n) bezeichnet. Für Frequenzen, die unterhalb dieser Frequenz liegen, ist α_{mn} rein imaginär und die zugehörige Mode (m, n) ist nicht ausbreitungsfähig. Es ergibt sich die Bedingung

$$\frac{\omega}{a} > \beta_{mn} = \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (2.11)$$

woraus die „Cut-Off“-Frequenz der Mode (m, n)

$$\omega_{a,mn} = \frac{a \cdot \sigma_{mn}}{R} \quad (2.12)$$

folgt. Diese und weitergehende Betrachtungen sind anschaulich in Ehrenfried [24] oder Rienstra und Hirschberg [61] beschrieben.

Gleichung 2.12 gilt jedoch nur für den Fall ohne Strömung. Im Falle mit Strömung erweitert sich Gleichung 2.12 um einen konstanten Faktor zu Gleichung 2.13, vgl. z.B. Stahl [64].

$$\omega_{a,mn} = \frac{a \cdot \sigma_{mn}}{R} \sqrt{1 - M^2} \quad (2.13)$$

Dabei ist M die lokale axiale Machzahl am jeweils betrachteten Rohrquerschnitt. Bei der Berechnung der „Cut-Off“-Frequenzen ist zu beachten, dass ω die Kreisfrequenz ist. Für sie gilt allgemein:

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (2.14)$$

2.2.2 Modenanregung durch RSI

Bei der verwendeten Ventilatorstufe wird das interessierende dominante Schallfeld von der bereits beschriebenen Rotor-Stator-Interaktion generiert und von der Blattpassierfrequenz (BPF) und deren Harmonischen dominiert. Die Anzahl der Rotor- und Statorschaufeln bestimmen die dominanten Moden. Drehzahl U und Anzahl der Schaufeln Z des Rotors bestimmen die BPF. Da der Rotor $Z = 18$ Schaufeln hat und die Auslegungsdrehzahl $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ beträgt, berechnet sich die Blattpassierfrequenz für den Auslegungspunkt einfach nach:

$$BPF = U \cdot \frac{1}{60} \cdot Z = 3200 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{1}{60} \cdot 18 = 960 \text{ Hz} \quad (2.15)$$

Durch die Rotor-Stator-Interaktion werden am Stator nach Tyler und Sofrin [71], Gleichung 2.16, unendlich viele Moden erzeugt.

$$m = h \cdot Z + s \cdot V \quad (2.16)$$

In obiger Gleichung ist m die Azimutalmodenordnung, h das ganzzahlige positive vielfache der Blattpassierfrequenz BPF, s eine ganzzahlige Variable, Z ist

die Anzahl der Rotor-, V die Anzahl der Statorblätter. Eine Auswertung der Gleichung für die ersten fünf Drehtöne ist später in der Arbeit in Tabelle 3.4 zu finden. Die nach Gleichung 2.16 erzeugten Moden werden Tyler-Sofrin-Moden genannt. Für die vorliegende Arbeit sind nur die Moden von Interesse, die sich im verwendeten Ventilatorprüfstand ausbreiten können. Die Ausbreitungsfähigkeit der Moden wird in erster Näherung durch die inneren Rohrdurchmesser des Kanals bestimmt. Die Frequenzen, mit der sich die Moden ausbreiten, müssen über der „Cut-Off“-Frequenz der jeweiligen Mode liegen. Als Folge der Prüfstandsgeometrie ist die bei der Frequenz $1 \cdot BPF = 960$ Hz angeregte Azimutalmode nicht ausbreitungsfähig. Bei der Frequenz $2 \cdot BPF = 1980$ Hz ist die nach Gleichung 2.16 angeregte Azimutalmode der Ordnung $m = 4$ jedoch ausbreitungsfähig. Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die dominante und ausbreitungsfähige Tyler-Sofrin-Mode der Ordnung $m = 4$. In Abschnitt 3.4 wird näher auf angeregte und ausbreitungsfähige Moden eingegangen werden.

Kapitel 3

Der Ventilatorprüfstand

Die experimentellen Arbeiten wurden an einem Ventilatorprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand besteht aus einer einzelnen axial angeordneten Rotor-Stator-Stufe, die sich in einem zylindrischen Strömungskanal befindet.

3.1 Mechanischer Aufbau

Der Prüfstand ist modular aufgebaut. Durch Austausch einzelner Rohrsegmente können verschiedene Konfigurationen realisiert werden. Rohrsegmente mit verschiedenen Innendurchmessern ermöglichen die Untersuchung verschiedener Kopfspaltweiten. In dieser Arbeit blieb der Kopfspalt mit $s = 0,6 \text{ mm}$ konstant. Desweiteren existieren spezielle Rohrsegmente für bestimmte Messaufgaben.

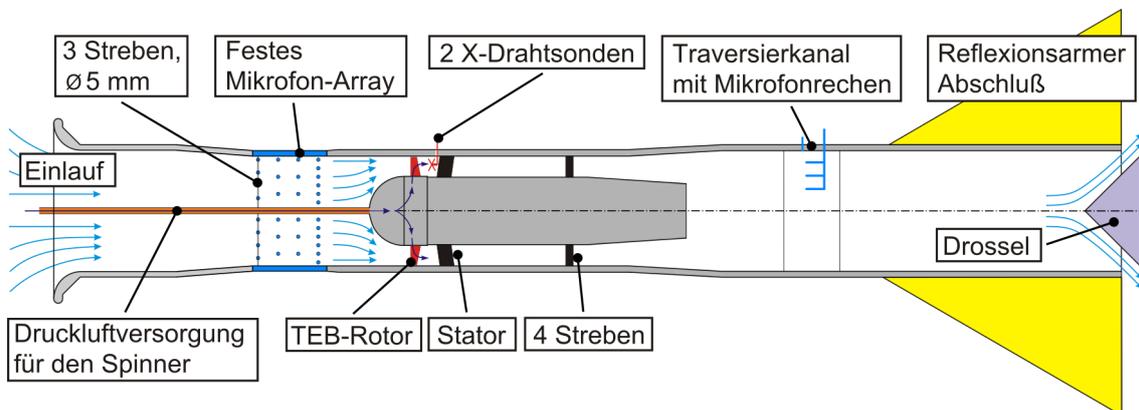


Abbildung 3.1: Schematische Seitenansicht des Ventilatorprüfstands mit seinen wesentlichen Komponenten

Die Abbildungen 3.1 und 3.2 zeigen schematische Seitenansichten des Ventilatorprüfstandes. Die Strömung wird durch den Einlauf in den Prüfstand gesaugt. Man spricht daher beim Strömungskanal stromauf des Rotors auch von „Saugseite“. Da über die Rotor-Stator-Stufe der Druck erhöht wird, spricht man beim Strömungskanal stromab der Stufe auch von „Druckseite“. Die Begrifflichkeiten werden öfter in der dieser Arbeit verwendet werden. Ein Teil des Einlaufes bildet

ein festes Mikrofonarray zum wandbündigen Einbau von Mikrofonen. In diesem Segment sind drei Streben befestigt, die das Rohr für die Druckluftversorgung des Spinners fixieren. Das Rohrsegment, welches das Rotorgehäuse bildet, dient gleichzeitig zur Montage von Traversen für Messsonden. Auf die hier verwendete Instrumentierung wird in Abschnitt 3.5 detailliert eingegangen. Der elektrische Antrieb des Rotors befindet sich in der Nabe. Der Motor selbst ist an den Stator geflanscht, der wiederum den Formschluss mit dem Prüfstandsgerüst (nicht im Bild) gewährleistet. Der Rotor ist formschlüssig per Passfeder und Nut mit der Motorwelle verbunden. Den Strömungsaustritt des Prüfstandes bildet eine Drossel und ein reflexionsarmer Abschluss. Der reflexionsarme Abschluss funktioniert wie ein Schalldämpfer und verhindert eine Reflexion des sich in Strömungsrichtung ausbreitenden Schallfeldes entgegen der Strömungsrichtung. Die Drossel hat die Form eines Kegels und kann axial traversiert werden. Mit ihr wird der Betriebspunkt des Prüfstandes eingestellt. Durch Androsseln wird der Gegen- druck erhöht und damit der Massenstrom des Prüfstandes und der Strömungs- zustand an der Rotor-Stator-Stufe eingestellt.

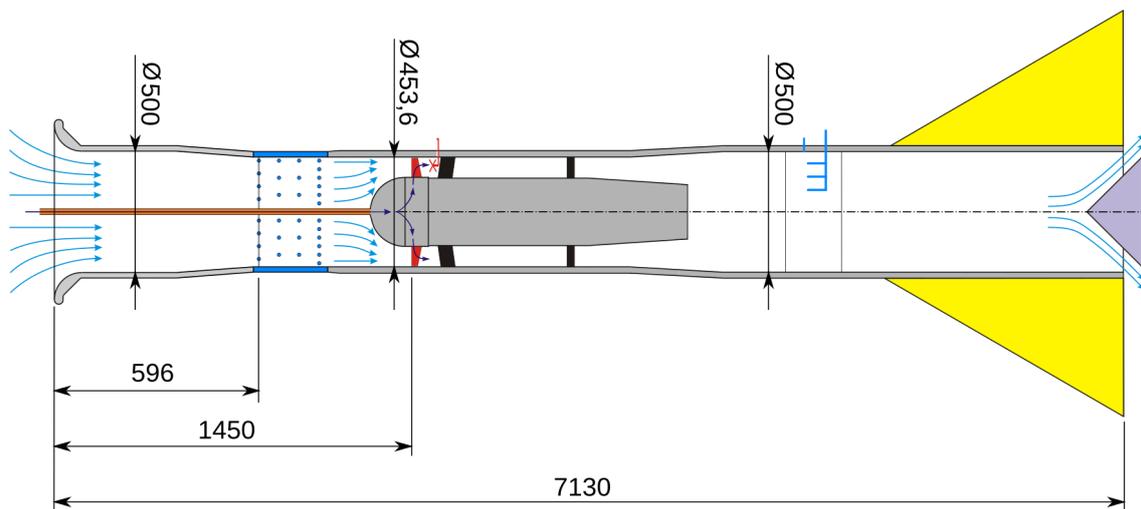


Abbildung 3.2: Wesentliche Abmessungen des Ventilatorprüfstandes. Die Einheiten sind in mm.

Abbildung 3.3 zeigt den Prüfstand als aufgeschnittenes CAD-Modell in isometrischer Ansicht. Die Strömungsrichtung ist von links nach rechts.

Die wesentlichen Dimensionen des Ventilatorprüfstandes sind in der schematischen Seitenansicht in Abbildung 3.2 wiedergegeben. Der Ventilatorprüfstand ist ca. 7,13 m lang und der Einlauf bis zum Rotoreintritt misst 1,45 m. Der Innendurchmesser beträgt im Einlauf 500 mm, verjüngt sich vor dem Mikrofonarray auf 453,6 mm und weitet sich hinter der Rotor-Stator-Stufe schließlich wieder auf 500 mm. Die verwendeten Streben zur Fixierung des Rohres im Einlauf befinden sich 596 mm entfernt vom Rotor. Ihr Durchmesser beträgt 5 mm. Der Einfluss der Streben auf die Strömung vor dem Rotor ist gering und kann vernachlässigt werden. Vielmehr bietet die Verstrebung einige Vorteile. Sie gewährleistet die Zentrierung und Fixierung des Rohres im Einlauf und verringert Kräfte, die auf das Pendelkugellager im Spinner wirken.

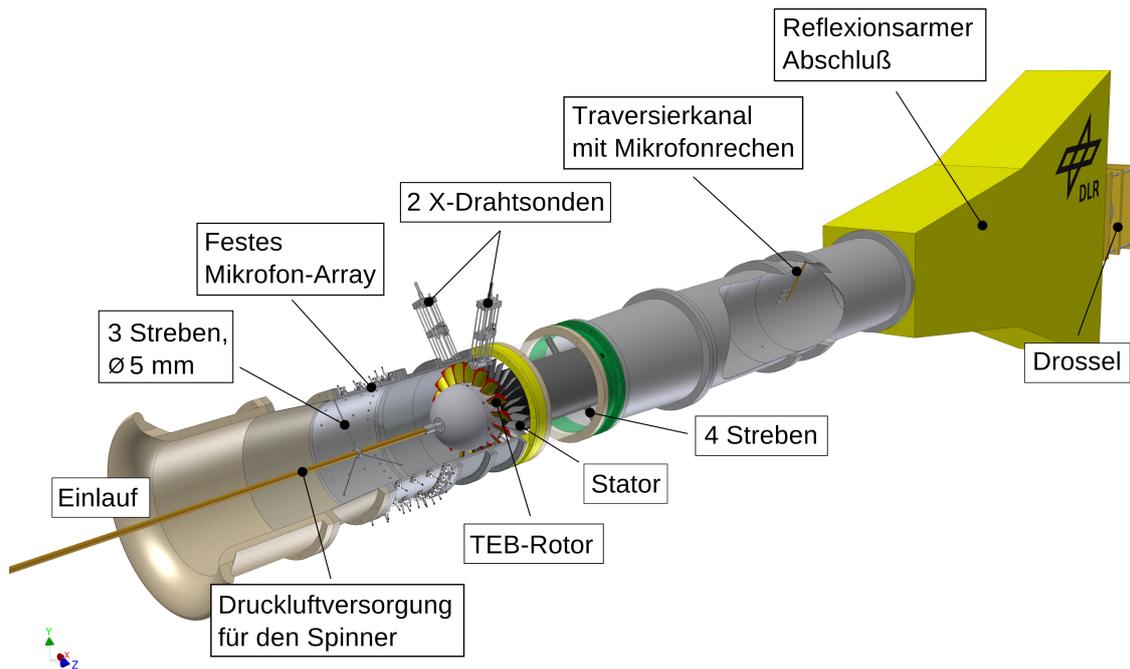


Abbildung 3.3: Isometrische Schnittansicht des Ventilatorprüfstands als CAD-Modell

Wichtige Parameter des Prüfstandes sind in der Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Länge Einlauf bis Rotoreintritt	$L_{\text{Einlauf}} = 3,2 \cdot D_R = 1450 \text{ mm}$
Gesamtlänge Prüfstand	$L_{\text{gesamt}} = 7130 \text{ mm}$
Auslegungspunkt	
Blattspitzen-Machzahl	$M_{\text{tip}} = 0,22$
Drehzahl	$U = 3200 \text{ min}^{-1}$
Lieferzahl	$\varphi = 0,21$

Tabelle 3.1: Parameter des Ventilatorprüfstandes

3.2 Der TEB-Rotor

Der ursprüngliche Rotor des Prüfstandes mit 24 Blättern wurde gegen den neu gefertigten „Trailing-Edge-Blowing“-Rotor mit 18 Blättern ausgetauscht. Im Folgenden wird der Rotor „TEB-Rotor“ genannt. Der TEB-Rotor wurde von der Universität Siegen (Institut für Fluid- und Thermodynamik, Fachgebiet Strömungsmaschinen) und MTU Aero Engines im Rahmen des EU-Projektes FLOCON ausgelegt und gefertigt. Gegenüber dem ursprünglichen Rotor wurde die Anzahl der Rotorscheufeln auf 18 reduziert und die Schaufeln wurden aufgedickt. Somit war es möglich, Schaufeln mit innen liegenden Kanälen zu konstruieren und die aerodynamischen Eigenschaften des ursprünglichen Rotors zu erhalten. Wichtige Parameter der TEB-Ventilatorstufe sind in der Tabelle 3.2 zusammengefasst. Der TEB-Rotor wurde für die hier vorgestellten Untersuchungen modifiziert und

optimiert. Die Analyse der Messungen, die im Projekt FLOCON stattgefunden haben, hat gezeigt, dass der vorhergesagte benötigte Ausblasmassenstrom zu hoch gewählt wurde. So konnte mit Hitzdrahtmessungen hinter dem TEB-Rotor

Rotordurchmesser	$D_R = 452,4 \text{ mm}$
Nabenverhältnis Rotor	$\sigma = 0,63$
Anzahl Rotorschaufeln	$Z = 18$
Anzahl Statorschaufeln	$V = 32$
Sehnenlänge Rotorblatt	$c = 58 \text{ mm}$
Profil	basierend auf NACA 6509-63
Kopfspalt	$s = 0,6 \text{ mm}$
Rotor-Stator-Abstand (Nabe / Blattspitze)	$g = 29,5 \text{ mm} / 48,5 \text{ mm}$
Rotor-solidity	0,9
Stator-solidity	1,5

Tabelle 3.2: Parameter der TEB-Ventilatorstufe

gezeigt werden, dass die Nachläufe „überfüllt“ wurden, was zu Übergeschwindigkeiten in den Nachläufen geführt hat und damit zu rotierenden Geschwindigkeitsgradienten, die maßgeblich zum tonalen Anteil des RSI-Lärms beitragen.

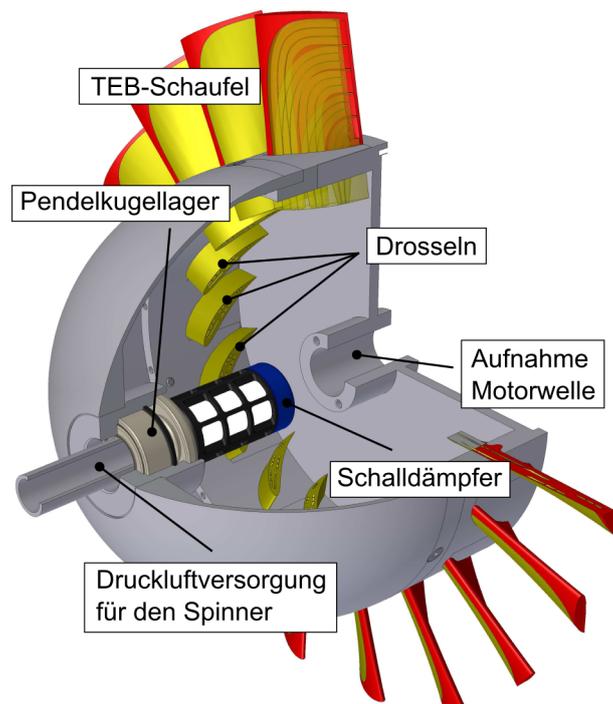


Abbildung 3.4: CAD-Modell des TEB-Rotors im Dreiviertel-Schnitt. CAD-Modell zur Verfügung gestellt von der Universität Siegen.

Außerdem war die Ausblasung in radialer Richtung zu inhomogen. Aus den nabhenseitig orientierten Öffnungen wurde im Auslegungspunkt zu viel Luft ausgeblasen, weswegen diese Kanäle durch Siebe mit einem zusätzlichem Strömungswiderstand versehen wurden. Diese Untersuchungen und Optimierung des TEB-

Rotors sind im internen Bericht von Kausche [38] beschrieben.

Der Prüfstand verfügt zwar über eine hohle Welle, womit Luft durch eine der vier Streben in den Spinner geleitet werden kann, allerdings lässt sich durch die gasdynamische Grundgleichung für den kritischen Massenstrom m^* leicht zeigen, dass der benötigte Massenstrom mit dem vorhandenen Leitungssystem nicht erreicht werden kann. Die Leitungen würden bereits vor Erreichen des nötigen Ausblasmassenstrom blockieren, da ihr kleinster Durchmesser zu gering ist.

Daher wurde die Druckluftversorgung über den Spinner mittels eines Rohres im Einlauf realisiert. Wie bereits beschrieben, wird das Rohr im Einlauf mit drei Streben zentriert und verspannt. Hierfür werden die bereits vorhandenen Bohrungen des ersten Ringes des Mikrofonarrays verwendet. Abbildung 3.6 zeigt das Rohr im eingebauten Zustand. Außerhalb des Prüfstands wurde das Rohr auf einem Stativ gelagert. Bei der Aufstellung des Stativs wurde darauf geachtet, dass ein ausreichender Abstand zum Einlauf eingehalten wird, damit die Einlaufströmung nicht gestört wird.

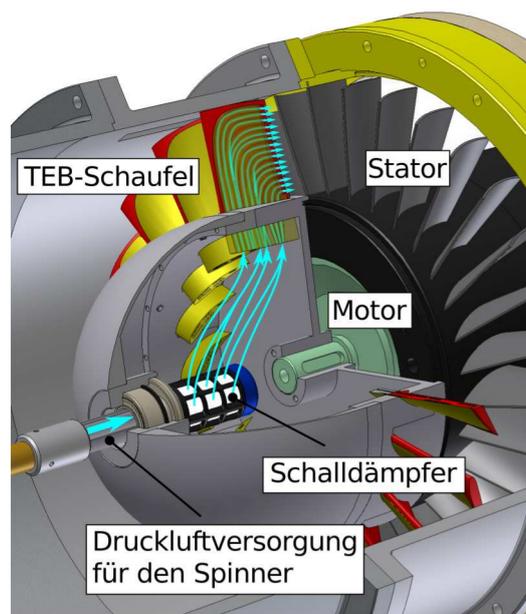


Abbildung 3.5: CAD-Modell des eingebauten TEB-Rotors im Dreiviertel-Schnitt mit der prinzipiellen Luftversorgung der Rotorschaufeln

Das Rohr wird bei normalen Betriebsparametern nicht zu Schwingungen angeregt. Die Eigenfrequenz des Rohres wird bei einer Drehzahl von ca. 800 min^{-1} des Rotors angeregt. Dieser Bereich wird beim Anfahren des Prüfstandes schnell durchfahren. Dennoch sollten die Streben, siehe Abbildung 3.6, aus Sicherheitsgründen, siehe Abbildung 3.6, stets verwendet werden, da sie sowohl akustisch als auch aerodynamisch keinen messbaren negativen Einfluss auf die Messungen haben. Zusätzlich wird durch die Verstrebung eine Zentrierung des Rohres gewährleistet.

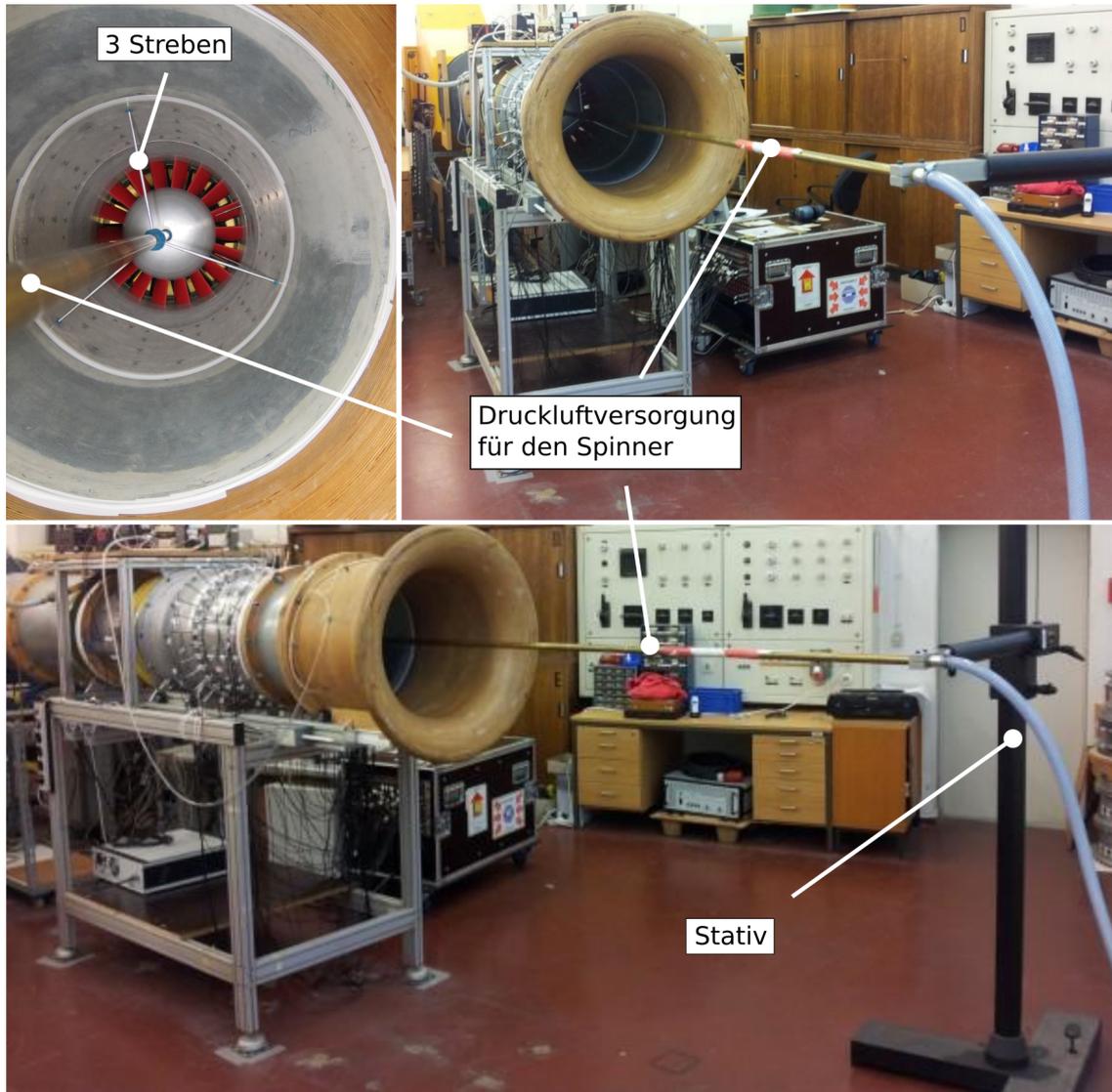


Abbildung 3.6: Luftversorgung des Spinners

Das Rohr für die Druckluftversorgung wird auf das Anschlussstück des Spinners geschoben und mit drei Madenschrauben befestigt. Das Anschlussstück am Spinner des Rotors ist im Spinner mit einem Pendelkugellager gelagert. Dadurch können Schrägstellungen des Rohres ausgeglichen werden. Im inneren des Spinners ist auf das Anschlussstück ein luftdurchlässiger Schalldämpfer geschraubt, siehe Abbildung 3.4. Er dient sowohl als Schalldämpfer als auch als Prallplatte und Luftfilter. Um die Strömung im Spinner möglichst druckgradientenfrei zu halten, ist zusätzlich luftdurchlässiger Schaumstoff eingebracht, der ebenfalls schalldämpfende Eigenschaften besitzt. Auf der Innenseite des Rotornabenkörpers sind Drosseln angebracht. Sie wurden ebenfalls von der Universität Siegen numerisch ausgelegt und sollen einen definierten Druckwiderstand erzeugen und somit den Massenstrom am Austritt der Kanäle an der Hinterkanten der Rotorscheaufeln einstellen.

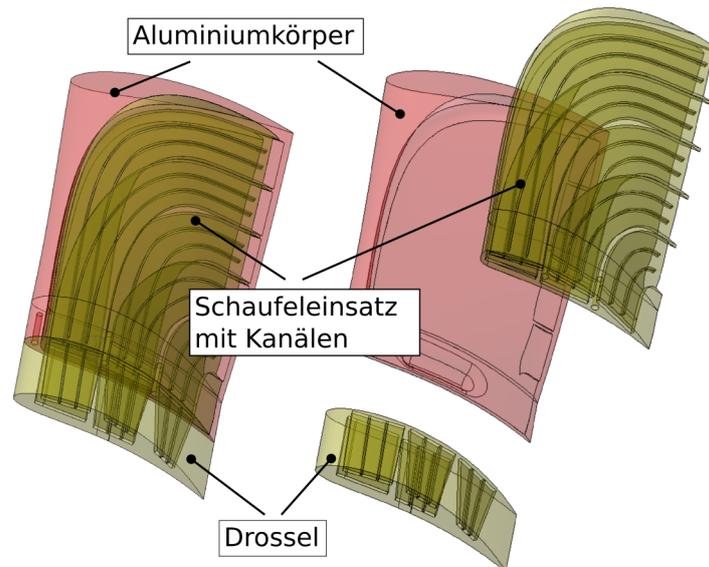


Abbildung 3.7: TEB-Schaufel: Links im montiertem Zustand, rechts als Explosionsansicht. CAD-Modell zur Verfügung gestellt von der Universität Siegen.

Abbildung 3.7 zeigt das CAD-Modell einer Rotorschaufel in einer Explosionsansicht, rechts, und im montierten Zustand links. Die fünf Strömungskanäle innerhalb einer Schaufel sind in dem Schaufeleinsatz, in gelb, deutlich zu erkennen. Die Strömungskanäle innerhalb der Schaufel sind mit Umlenkungen versehen, um Ablösungen an den kleineren Radien der Umlenkung zu minimieren. Die Kanäle sind in zwei Ebenen angeordnet, um den Platz innerhalb der Schaufel optimal auszunutzen und zu kleine Querschnitte der Strömungskanäle zu vermeiden. Für die Fertigung wurde ein Rapid-Prototyping-Verfahren eingesetzt. Um den mechanischen Belastung während des Betriebes gerecht zu werden, wurden die Schaufeln nicht komplett mit dem Rapid-Prototyping-Verfahren hergestellt. Die Schaufeln bestehen jeweils aus einem Aluminiumkörper, im Bild rot, und dem eingeklebten Schaufeleinsatz mit den Kanälen. Die nabenseitige Aufnahme der Schaufel, die Druckseite der Schaufeln sowie die Blattspitze bestehen aus Aluminium. Das Bauteil mit den Kanälen, dass einen großen Teil der Saugseite der Schaufel bildet, wurde in den Aluminiumkörper geklebt. Die Drosseln wurden im selben Rapid-Prototyping-Verfahren hergestellt. Die Idee für die Umsetzung stammt von Dr.-Ing. Michael Kohlhaas.



Abbildung 3.8: Einige Fertigungsschritte des TEB-Rotors an der Universität Siegen, Fotos: Michael Kohlhaas, Universität Siegen

Abbildung 3.8 zeigt einige Fertigungsstadien des TEB-Rotors. Die Bilder wurden von der Universität Siegen während der Fertigung gemacht.

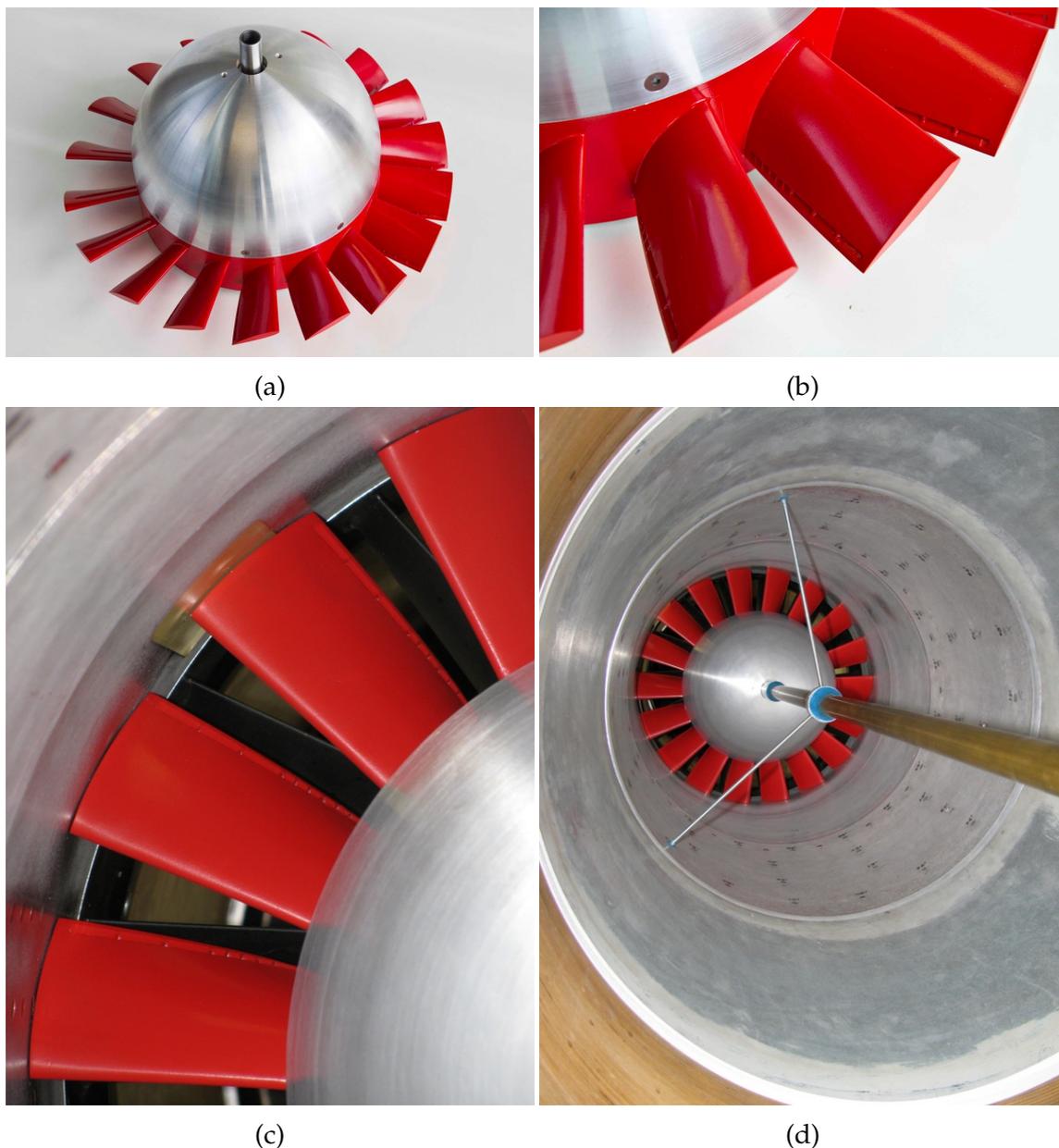


Abbildung 3.9: TEB-Rotor: Fotos (a)+(b) Michael Kohlhaas, Universität Siegen, Fotos (c)+(d) DLR

3.2.1 Konfigurationen

Die experimentellen Untersuchungen wurden mit zwei Ausblaskonfigurationen des TEB-Rotors durchgeführt, die kurz erläutert werden sollen. Bei Konfiguration A sind alle fünf Ausblasschlitzte in Verwendung. Für Konfiguration B wurde an allen Schaufeln jeweils der nabenseitige und der gehäuseseitige Schlitz verschlossen. Zusätzlich wurden auch die zugehörigen Zugänge an den Drosseln

verschlossen.

Abbildung 3.10 zeigt links Konfiguration A und rechts Konfiguration B. Im oberen Teil des Bildes ist jeweils eine einzelne Rotorschaukel und im mittleren Teil das Innere des Spinners mit den Drosseln abgebildet. Zum besseren Verständnis des Unterschiedes zwischen den Konfigurationen A und B sind im unteren Teil der Abbildung die Geschwindigkeitsverteilungen für die beiden Konfigurationen gegenübergestellt. Die Geschwindigkeiten wurden mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie gemessen, die im Abschnitt 3.5.3 der Arbeit noch detailliert besprochen wird. Die schwarzen Kreisbögen oben und unten in den Darstellungen stellen die Positionen der Naben- und Gehäusewand dar. Bei den Geschwindigkeitsverteilungen der Ausblasprofile in Abbildung 3.10 ist zu beachten, dass der Rotor bei den Messungen mit $U = 200 \text{ min}^{-1}$ betrieben wurde. Dadurch sind die Ausblasgeschwindigkeiten c wegen der kleinen Fliehkräfte besonders in Richtung Blattspitze geringer als im tatsächlichen Betrieb mit $U = 3200 \text{ min}^{-1}$. Weiter kann die Strömung an jedem radialen Schnitt näherungsweise als eindimensional betrachtet werden, da der Rotor so langsam dreht, dass die Rotorumströmung sehr klein gegenüber der Geschwindigkeiten der Ausblasstrahlen ist. Ferner bilden sich durch die langsame Rotorumströmung keine nennenswerten Sekundärströmungen aus. Im tatsächlichen Betrieb bläst der Rotor in eine dreidimensionale Strömung hinter dem Rotor, welche durch Sekundärströmungen gekennzeichnet ist. Die hier gezeigten Ausblasprofile sind also nur sehr eingeschränkt mit den Profilen vergleichbar, die sich im Betrieb mit $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ und Androsselung einstellen.

	Öffnungen, Nabe → Gehäuse				
	1	2	3	4	5
Konfig. A	15,2 %	19 %	21,6 %	22,3 %	21,8 %
Konfig. B	X	30,2 %	34,3 %	35,4 %	X

Tabelle 3.3: Radiale Verteilung der Ausblasmenge nach der ursprünglichen Auslegung (Konfiguration A) und mit verschlossenen Öffnungen 1 und 5 (Konfiguration B)

Die ursprüngliche Verteilung der Ausblasmenge wurde im Projekt FLOCON numerisch ermittelt und ist in Tabelle 3.3 in der Zeile für Konfiguration A aufgeführt. In der vorher beschriebenen Optimierung, siehe Kausche [38], wurden die Öffnungen 1 und 2 der Konfiguration A mit Hilfe von Sieben gedrosselt. Daher sind die in der Tabelle angegebenen Werte für Konfiguration A als etwas zu groß anzusehen. Ferner hat sich in den Voruntersuchungen gezeigt, dass der für eine Auffüllung insgesamt benötigte Ausblasmassenstrom um ca. 18 % kleiner als ursprünglich berechnet. Es wird angenommen, dass die Reduzierung der Gesamtausblasmenge keinen Einfluss auf die radiale Verteilung hat.

Für Konfiguration B wurden die Öffnungen 1 und 5 geschlossen. Unter der Annahme, dass sich dadurch die Verteilung der Ausblasmenge nicht ändert, ergeben sich die in der Tabelle angegebenen Werte für Konfiguration B. Die Gesamtausblasmenge der Konfiguration B beträgt 63 % der Ausblasmenge von Konfiguration A.

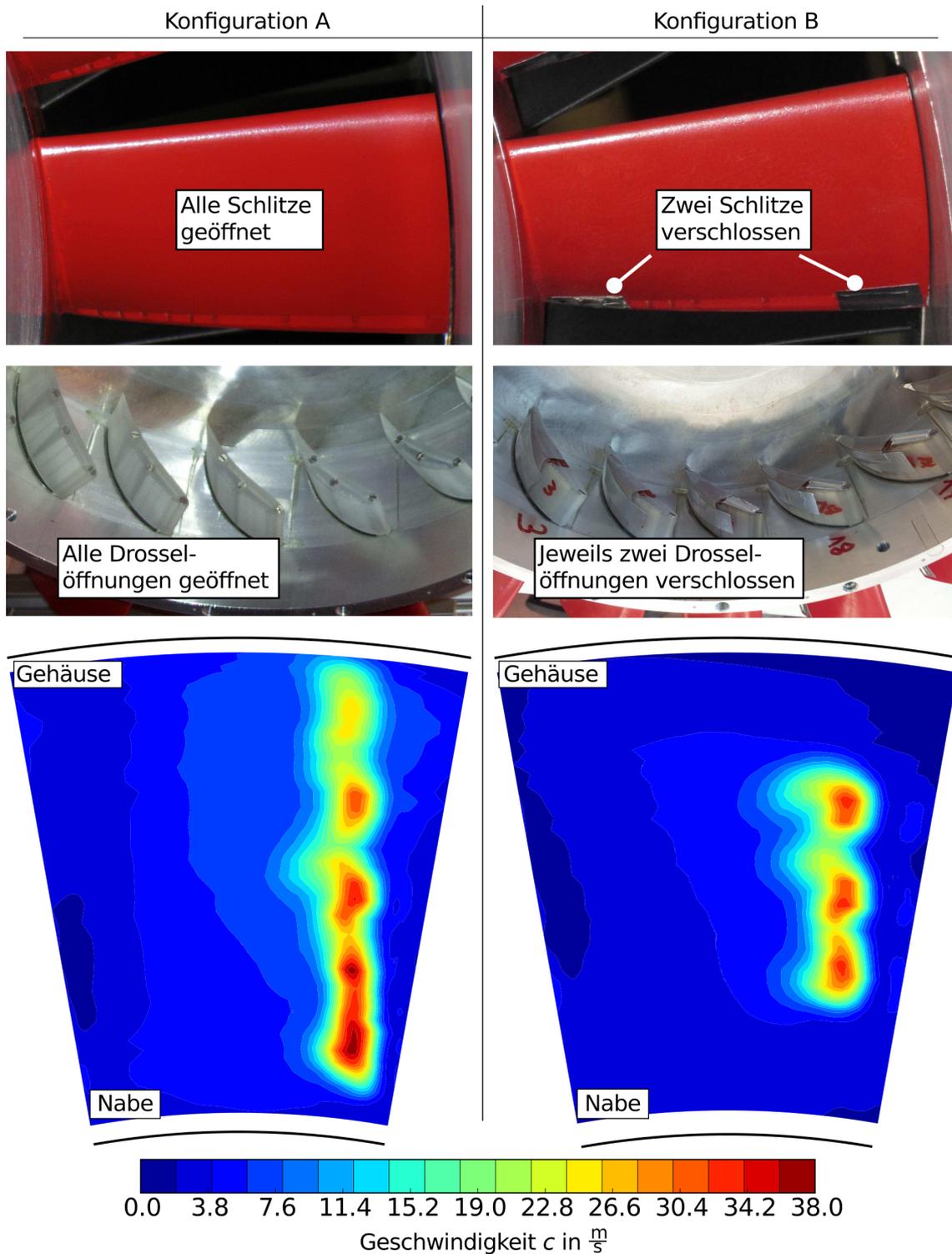


Abbildung 3.10: Vergleich der TEB-Rotor-Konfigurationen. Links: A, alle Schlitze geöffnet. Rechts: B, zwei Schlitze pro Schaufel verschlossen.

3.3 Aerodynamische Eigenschaften

Die TEB-Stufe besteht aus dem TEB-Rotor mit 18 Blättern und dem Stator mit 32 Schaufeln. Abbildung 3.11 zeigt das aerodynamische Kennfeld der TEB-Stufe. Es ist das dimensionslose Druckverhältnis π über dem Massenstrom \dot{m} in kg/s auf-

getragen. Der Wirkungsgrad η ist als farbiger Konturplot im Hintergrund dargestellt. Die flächige Farbverteilung wurde mittels kubischer Interpolation über die gemessenen Wirkungsgrade der Betriebspunkte erstellt. Die schwarzen durchgezogenen Linien sind Linien konstanter Drehzahl U , während die schwarzen, gestrichelten Linien konstante Lieferzahlen φ repräsentieren. Sie sind gleichbedeutend mit Linien fester Drosselposition. Um das Kennfeld zu erstellen, wurden bei fester Drehzahl verschiedene Drosselpositionen und damit Lieferzahlen eingestellt. Die Drehzahl wurde von $U_{min} = 2000 \text{ min}^{-1}$ bis $U_{max} = 3200 \text{ min}^{-1}$ variiert. Die Schrittweite betrug $\Delta U = 100 \text{ min}^{-1}$. Die Lieferzahl φ wurde für die Erstellung des Kennfeldes von $\varphi = 0,18$ bis $\varphi = 0,34$ variiert. Die Schrittweite betrug $\Delta\varphi = 0,01$. Die Berechnung der dargestellten Werte ist im Schema in Abbildung A.5 auf Seite 138 im Anhang dargestellt.

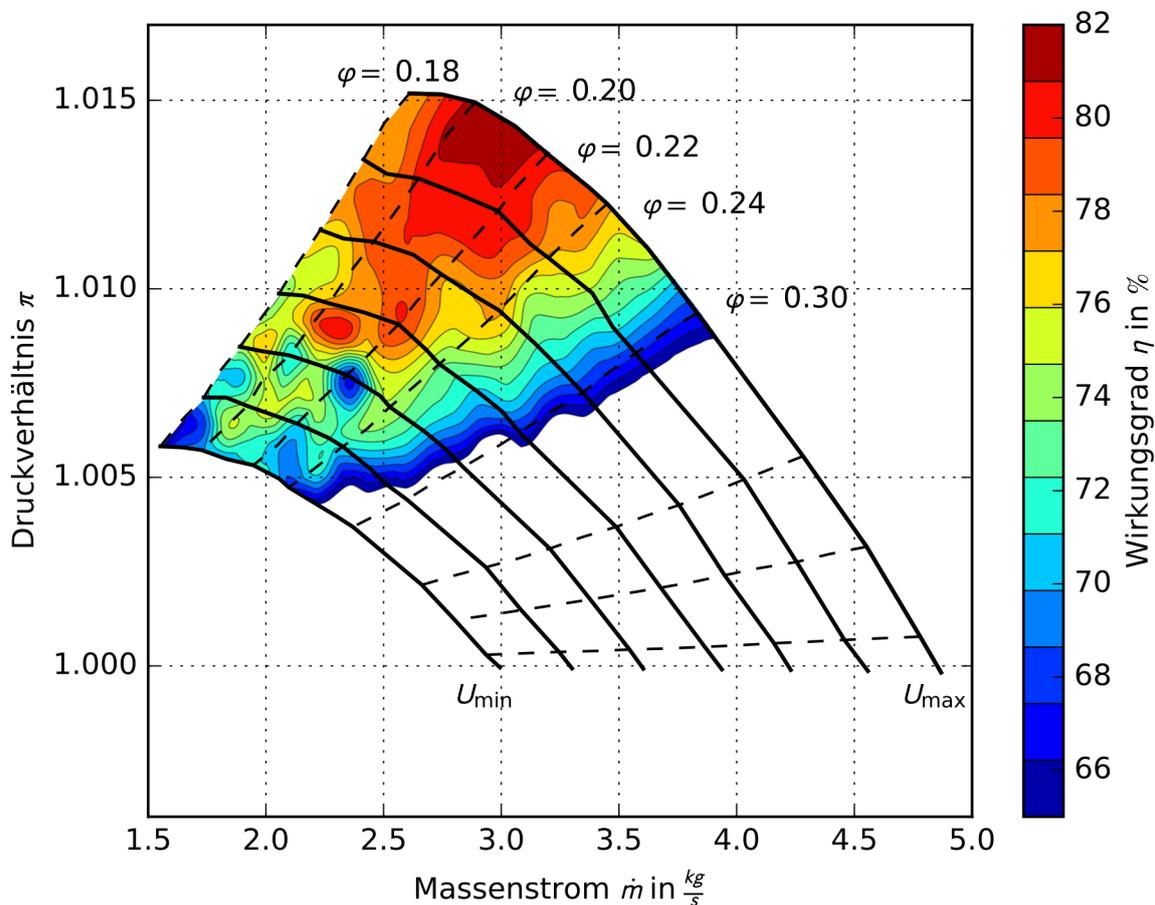


Abbildung 3.11: Kennfeld der Ventilatorstufe

Um die Gefahr einer Beschädigung des Rotors zu minimieren, wurde der Prüfstand nicht soweit angedrosselt, dass die Strömung am Rotor ablöst. Daher knicken die Kennlinien am linken Rand nicht nach unten ab, was sie im Falle der Ablösung tun würden.

3.4 Akustische Eigenschaften

Die Abbildungen 3.13 bis 3.15 zeigen die ausbreitungsfähigen Moden der Ordnung (m, n) an drei verschiedenen Positionen des Strömungskanal für Frequenzen bis 10 kHz. Die Positionen sind noch mal in Abbildung 3.12 mit ①, ② und ③ gekennzeichnet. Die Moden wurden für eine drallfreie Blockströmung ohne Grenzschicht mit konstanter Machzahl und Temperatur über den Querschnitt berechnet.

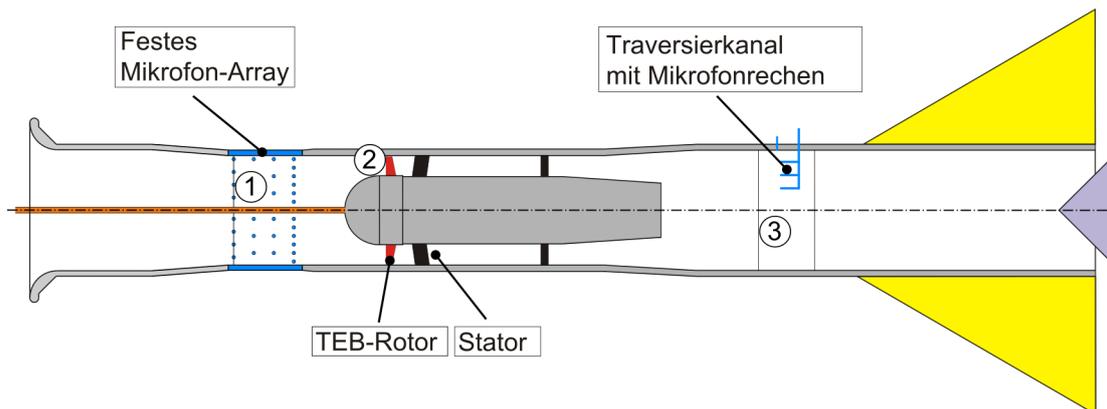


Abbildung 3.12: Ausbreitungsfähige Moden im Ventilatorprüfstand

Aufgetragen sind jeweils die Beträge der Umfangsmodenordnung m über der Frequenz f . An den Treppenstufen lässt sich die „Cut-On“-Frequenz der zugehörigen Azimutalmode m ter Ordnung ablesen. Als farbige Konturen sind die zugehörigen Radialmodenordnungen n dargestellt. Die gestrichelten Linien markieren die ersten fünf BPF. Zum Beispiel: Für die 2. BPF sind im Einlauf ① Umfangsmoden bis zur Ordnung $m = \pm 6$ ausbreitungsfähig. Die zugehörige Radialmodenordnung der Moden der Ordnung $m = \pm 6$ ist $n = 0$. Für kleinere Modenordnungen m , die an dieser Frequenz ebenfalls ausbreitungsfähig sind, sind auch höhere Radialmoden n ter Ordnung ausbreitungsfähig. Die ausbreitungsfähigen Moden in Abbildung 3.13 ergeben sich ausschließlich aus der Kanalgeometrie. Wie schon in Abschnitt 2.2.2 erwähnt, wird für die Frequenz $2 \cdot BPF$ die Azimutalmode der Ordnung $m = 4$ angeregt.

Da die Modenausbreitung an Orten betrachtet wird, an denen die Strömung näherungsweise drallfrei ist, sind die „Cut-On“-Frequenzen für die Azimutalmoden der Ordnung m , die mit und gegen den Rotor drehen, identisch. Bei einer Strömung mit Drall, z.B. zwischen Rotor und Stator, verschieben sich die „Cut-On“-Frequenzen der Umfangsmoden abhängig von der Drehrichtung der Strömung hin zu größeren bzw. kleiner Frequenzen. Die „Cut-On“-Stufen der Azimutalmoden sind dann nicht mehr symmetrisch zur horizontalen Achse.

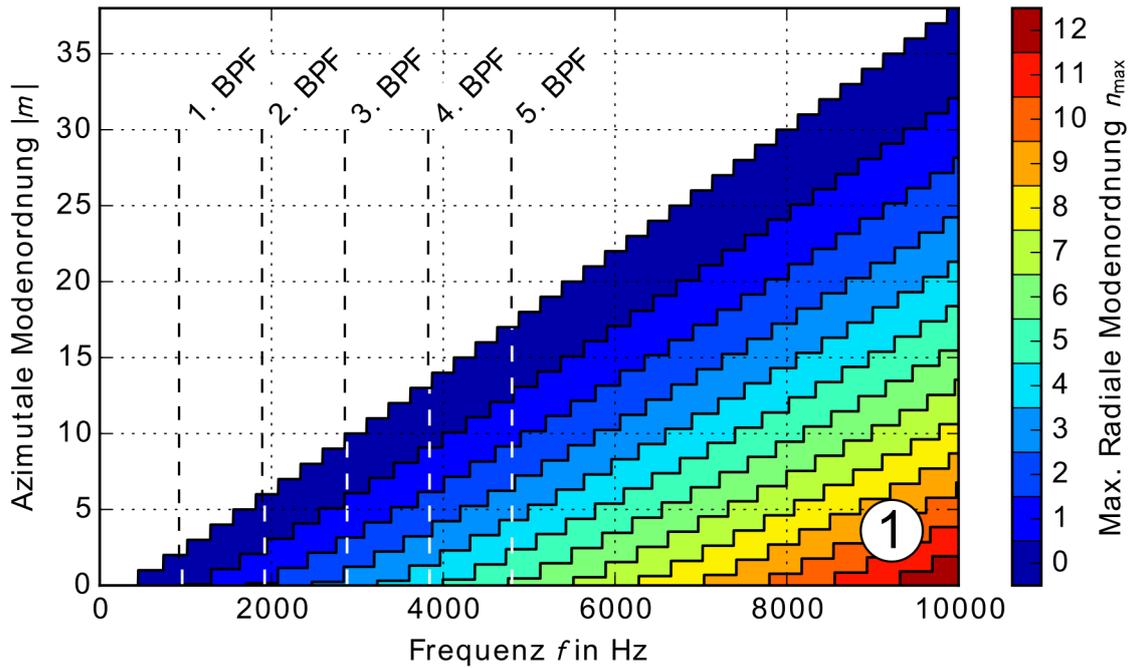


Abbildung 3.13: Ausbreitungsfähige Moden im Einlauf-Kanal an der Position des Mikrofon-Arrays

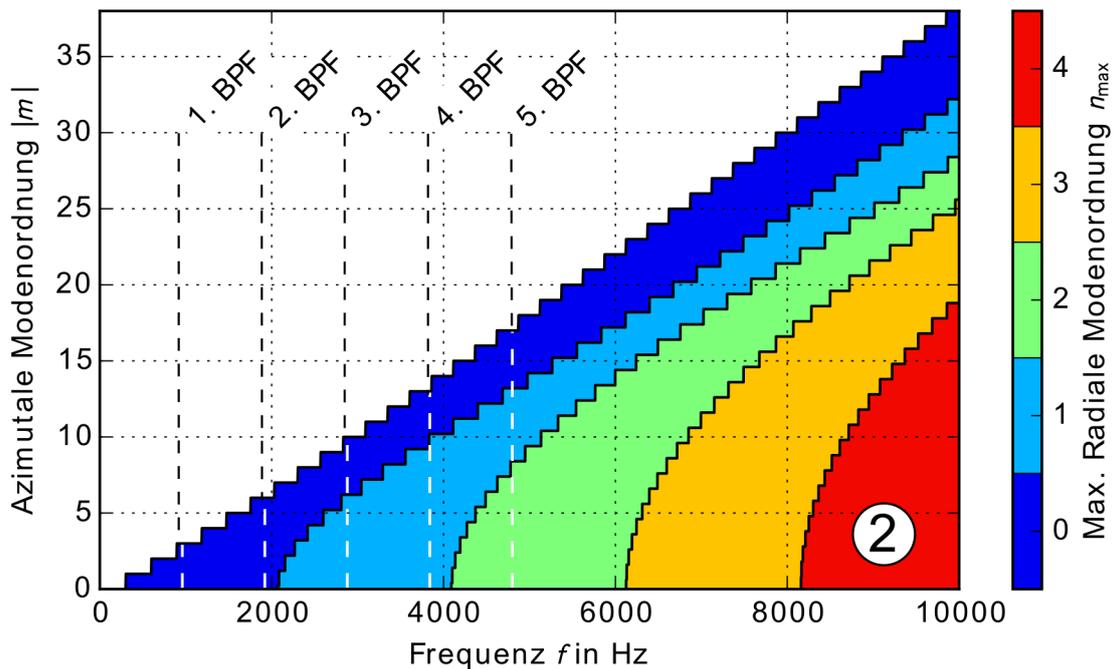


Abbildung 3.14: Ausbreitungsfähige Moden im axialen Bereich des Nabenkörpers vor dem Rotor

Wird ein Nabenkörper mit schallharten Wänden bei der Berechnung berücksichtigt, schränkt er durch seine Anwesenheit die Anzahl ausbreitungsfähiger Moden in radialer Richtung ein. Er wirkt wie ein Radialmodenfilter und es ergibt sich ein Bild wie in Abbildung 3.14. Die Abbildung zeigt die ausbreitungsfähigen Moden

für den Ort ②.

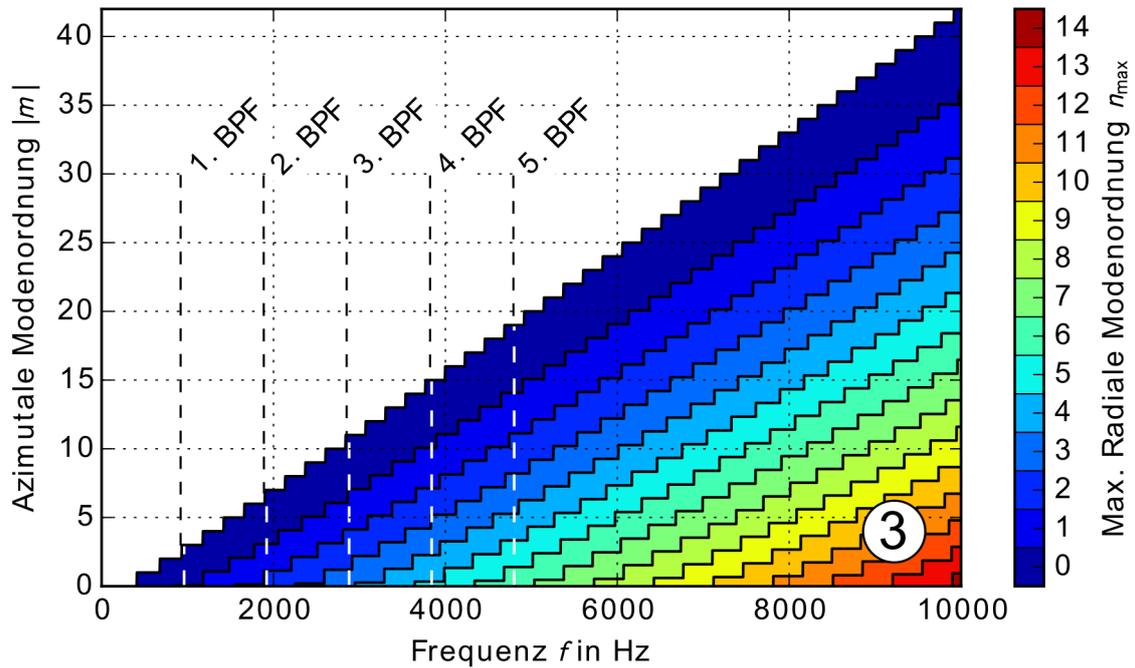


Abbildung 3.15: Ausbreitungsfähige Moden im Ausblaskanal an der Position der Mikrofon-Rechen

Da der Kanalquerschnitt ③ stromab der Rotor-Stator-Stufe einen etwas größeren Querschnitt hat als stromauf auf der Saugseite, sind hier für die 2. BPF ein zusätzliches paar Umfangsmoden ausbreitungsfähig.

Neben den ausbreitungsfähigen Moden, die durch die Kanalgeometrie bestimmt sind, ist es wichtig zu wissen welche Moden von der Rotor-Stator-Stufe angeregt werden. Dabei berücksichtigt die Theorie nach Tyler und Sofrin [71] nur die Azimutalmoden der Ordnung m . Die angeregten Umfangsmoden werden durch die Anzahl der Rotor- und Statorblätter bestimmt. Für den verwendeten Ventilatorprüfstand sind die angeregten Moden in Tabelle 3.4 für die ersten fünf BPF zusammengefasst.

BPF	1	2	3	4	5
m	-14	4	-10	8	-6

Tabelle 3.4: Angeregte Azimutalmoden der Ordnung m nach Tyler und Sofrin [71] für die ersten fünf BPF

An der 1. BPF wird die Mode der Ordnung $m = -14$ angeregt, die aber nach den Abbildungen 3.13 bis 3.15 nicht ausbreitungsfähig ist. D.h. sie klingt nach der Anregung durch die Rotor-Stator-Interaktion in ihrer Amplitude in axialer Richtung exponentiell ab.

Die Mode der Ordnung $m = -10$, die an der 3. BPF angeregt wird, ist an allen drei betrachteten Positionen ausbreitungsfähig, ebenso die Mode der Ordnung $m = 8$ an der 4. BPF.

Typischerweise dominieren jene Moden das Schallfeld, die zu kleineren BPF gehören. Da die Mode der Ordnung $m = -14$ bei der 1. BPF nicht ausbreitungsfähig ist, ist die Mode der Ordnung $m = 4$ bei der 2. BPF die lauteste bzw. dominierende Umfangsmode im Prüfstand. Die dazugehörige radiale Mode hat an allen Positionen ① bis ③ immer die Ordnung $n = 0$. Die dominante Mode hat demnach die Ordnung $(m, n) = (4, 0)$.

Die oben gemachten rein theoretischen Betrachtungen werden bei der Diskussion der experimentellen Ergebnisse in Kapitel 6 erneut aufgegriffen, da sie für deren Verständnis wichtig sind.

3.5 Instrumentierung

3.5.1 Bestimmung des Betriebspunktes

Um den Betriebspunkt der Ventilatorstufe zu bestimmen, gibt es sechs Eingangsgrößen. Die statischen Drücke auf der Saug- und Druckseite des Prüfstandes p_{in} , p_{ex} , den Atmosphärendruck p_{amb} , die Umgebungstemperatur T_{amb} und seitens des Antriebes die Drehzahl U und die elektrische Leistung P_{el} . Die statischen Drücke werden mit Differenzdruckaufnehmern gegen den bekannten Umgebungsdruck p_{amb} gemessen.

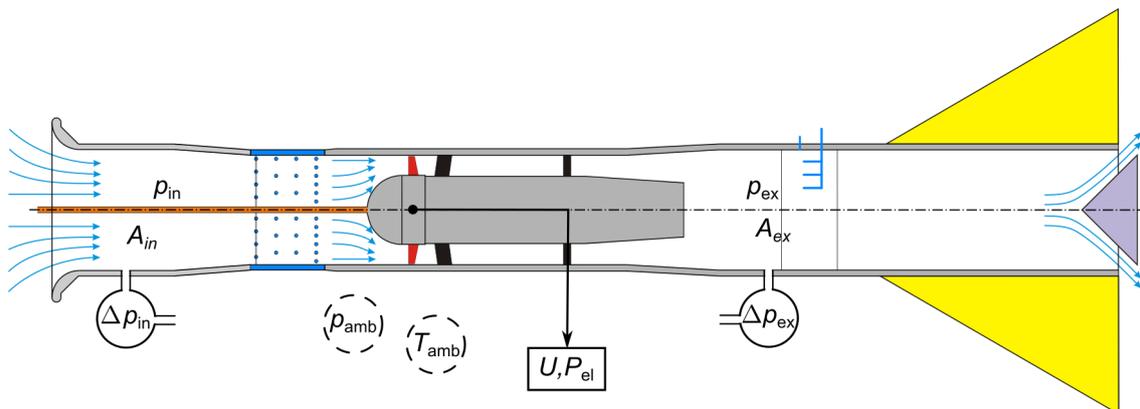


Abbildung 3.16: Bestimmung der Betriebsparameter des Prüfstandes

Das Formelwerk, mit dem aus diesen Eingangsgrößen die Betriebsparameter bestimmt werden, ist in Anhang A.2 dargelegt.

3.5.2 Bestimmung des Einblasmassenstroms

Um den Einblasmassenstrom \dot{m}_{TEB} des TEB-Rotors zu bestimmen, wurde ein Massenstrommesser verwendet. In Abbildung 3.17 ist er rot eingekreist. Die Druckluft kommt von rechts aus dem Druckluftsystem. Der Austritt des Massenstrommessers führt links im Bild zur Druckluftversorgung für den Spinner. Der Massenstrom kann direkt in kg/s auf der Anzeige des Massenstrommessers abgelesen werden, im Bild in schwarz.

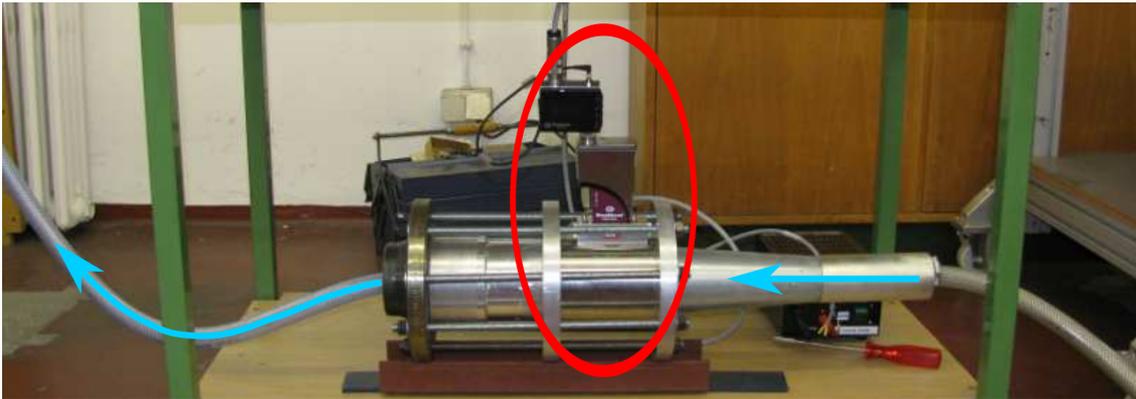


Abbildung 3.17: Massenstrommesser zur Bestimmung des Einblasmassenstroms

Schall- und Strömungsfeldmessung

Zunächst werden die Messpositionen für die Mikrofon- und Hitzdrahtmessungen dargestellt und erläutert. Die Abbildung 3.18 zeigt die möglichen Messpositionen am Prüfstand für die verwendeten Messtechniken.

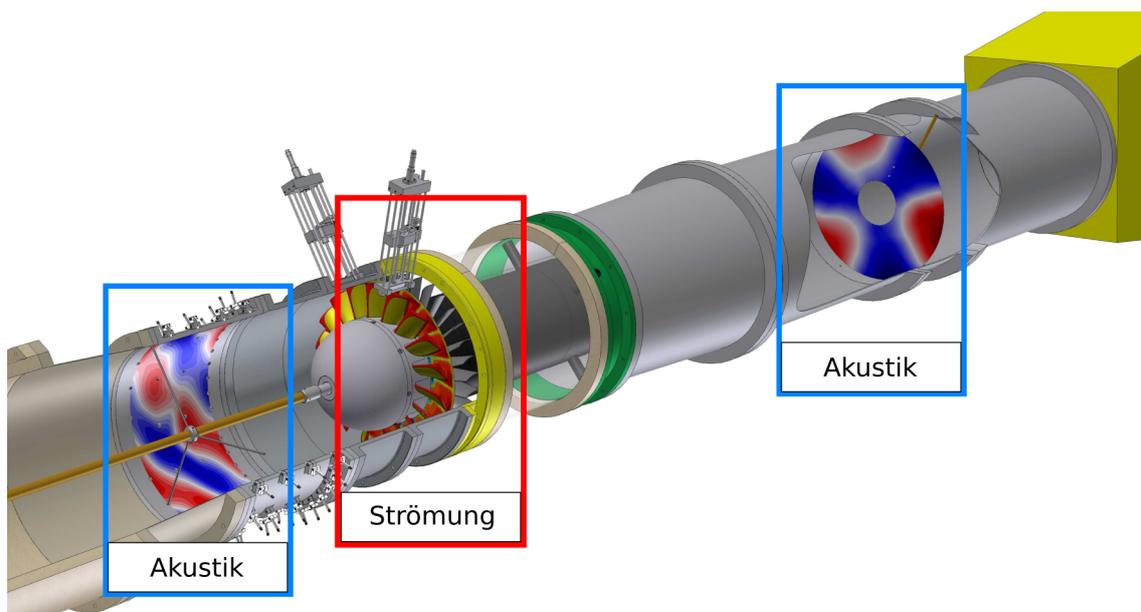


Abbildung 3.18: Messpositionen für die Schall- und Strömungsfeldmessung

Wie im ersten Abschnitt dieses Kapitels schon erwähnt, besteht ein Teil des Einlaufes des Prüfstandes aus einem festen Mikrofonarray. In ihm können Mikrofone zur Schallfeldanalyse wandbündig montiert werden. Am Rotorgehäuse, mittig in Abbildung 3.18, können bis zu zwei Hitzdrahttraversen parallel betrieben werden. Die Traversen können so eingebaut werden, dass sich die Hitzdrahtsonden entweder vor dem Rotor oder zwischen Rotor und Stator befinden. In der Abströmung befindet sich ein in Umfangsrichtung drehbares Kanalsegment. Darin können bis zu zwei wandbündige Mikrofone und sechs Mikrofone verteilt auf zwei Mikrofonrechen eingebaut werden. In den folgenden Abschnitten werden die verwendeten Messanordnungen genauer beschrieben.

3.5.3 Hitzdrahtanemometrie (HDA)

Die Hitzdrahtanemometrie (HDA) ist ein thermoelektrisches Geschwindigkeitsmessverfahren zur indirekten Geschwindigkeitsbestimmung eines Fluids. Dabei wird ein sehr dünner Draht mit Hilfe einer Brückenschaltung bei einer konstanten Temperatur gehalten. Man spricht dann speziell von Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA - Constant Temperature Anemometry). Wird der Draht umströmt, wird er gekühlt und die Brückenschaltung muss eine größere Spannung für das Erhitzen des Drahtes vorsehen. Diese Spannung lässt sich messen und ist eine Funktion von Geschwindigkeit und Anströmrichtung. Diese Richtungsabhängigkeit kann genutzt werden, um neben dem Betrag auch die Richtung des Geschwindigkeitsvektors zu bestimmen. Da das Verfahren, wie die meisten Geschwindigkeitsmessverfahren, ein indirektes Messverfahren ist, müssen die Hitzdrahtsonden kalibriert werden. Der große Vorteil der HDA ist die hohe Dynamik, die durch den sehr dünnen Draht gegeben ist. Dadurch lassen sich neben der mittleren Geschwindigkeit auch die Schwankungsanteile einer Strömung bestimmen. Für detailliertere Betrachtungen der Theorie der HDA sei z.B. auf die Werke von Nitsche und Brunn [59], Tropea et al.[70] oder Bruse [13] verwiesen.



Abbildung 3.19: Hitzdrahtsonde zur Bestimmung zweier Richtungskomponenten

Es wurde zwei verschiedene Typen Hitzdrahtsonden verwendet. Beide Typen haben gemein, dass es sich um sogenannte 2-Drahtsonden, hier speziell X-Drahtsonden, handelt. Die Sonden besitzen jeweils zwei unabhängige Drähte und man kann damit Betrag und Richtung zweier Richtungskomponenten einer dreidimensionalen Strömung bestimmen. Welche Komponenten das sind, ist von der Drahtanordnung der Sonden abhängig. Die vier Zinken des Sondenkopfes, zwischen denen die Drähte gespannt sind, sind aufgrund ihres Anwendungsgebietes in Turbomaschinenströmung um 90° abgewinkelt. Abbildung 3.19 zeigt einen der verwendeten Sondentypen.

Mit einem Typ der Sonden können Axial- und Umfangskomponente des Strömungsfeldes erfasst werden, mit der anderen Sonde die Axial- und Radialkomponente der Strömung. Somit können alle drei Strömungskomponenten der Strömung hinter dem Rotor bestimmt werden. Wichtig dabei ist zu wissen, dass die Sonden keinen uneingeschränkten Winkelbereich auflösen können. Fehlanströmungen, die größer als $\pm 20^\circ$ sind, können nicht erfasst werden. Daher ist es sehr hilfreich, das zu vermessende Strömungsfeld im groben bereits zu kennen.

Rückströmgebiete, wie sie typischerweise in Ablösungen und anderen Sekundärströmungen auftreten, können nicht quantifiziert werden. Sie lassen sich jedoch zuverlässig qualitativ erfassen.

Die Sondentypen, Kalibrierung und die Bestimmung der Strömungsrichtung mit Hilfe von X-Drahtsonden sind ausführlichst in den Arbeiten von Bruse [13], Moreau [53], Ertel [29], Linden [46] und Hakansson [32] beschrieben.

Messpositionen der Hitzdrahtsonden

In der Abbildung 3.20 ist die Einbauposition der Hitzdrahttraversen mit den Hitzdrahtsonden im Prüfstand dargestellt. Rechts im Bild in einer Frontansicht. Der Betrachter schaut von vorne in Strömungsrichtung in den Prüfstand. Links sieht man eine Hitzdrahtsonde in der Seitenansicht zwischen Rotor und Stator. Die axiale Position beider Hitzdrahtsonden ist identisch.

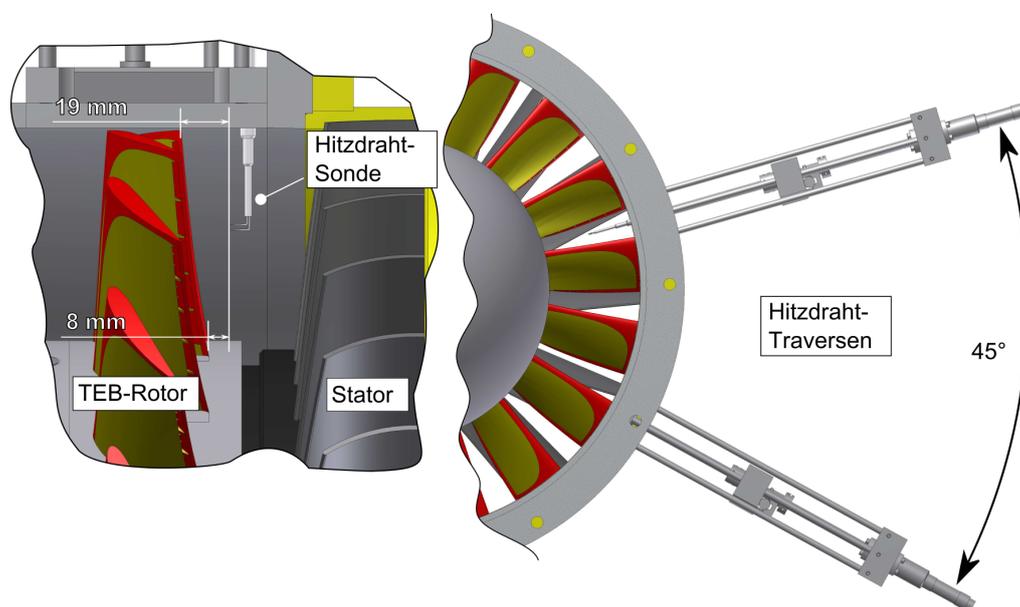


Abbildung 3.20: Einbaupositionen der Hitzdraht-Traversen im Prüfstand. Links: Seitenansicht auf Rotor und Stator. Rechts: Frontansicht

Die Traversen mit den beiden Sondentypen sind in Umfangsrichtung 45° zueinander versetzt an der Rotor-Gehäusewand montiert. Hierfür werden die Traversen in Nuten in der Gehäusewand gesetzt, so dass die Traversen wandbündig mit Innenseite des Gehäuses abschließen. Der axiale Abstand der Sensorköpfe zur Rotorhinterkante beträgt an der Gehäusewand jeweils 19 mm und an der Rotorhinterkante jeweils 8 mm. Diese Werte sind jedoch theoretischer Natur, da die Sonden in der Praxis nicht auf Höhe von Nabe oder Gehäusewand gefahren werden können, ohne mechanisch zerstört zu werden.

Ergänzend soll auf das Foto in Abbildung 3.21 hingewiesen werden. Die beiden Sonden sind gut durch die Rotorpassagen zu erkennen. Im Hintergrund ist der Stator in schwarz zu sehen. Das Bild zeigt den Rotor in der schon beschriebenen Konfiguration B.

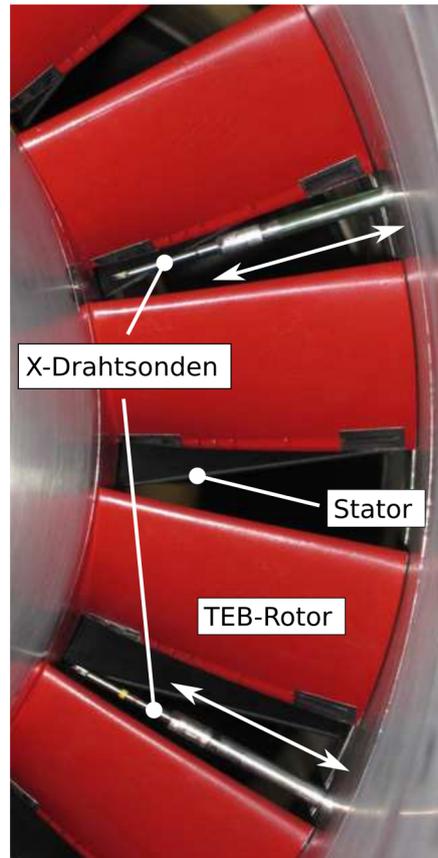


Abbildung 3.21: Hitzdrahtsonden im Prüfstand. Blick von vorne in Strömungsrichtung. Links: Spinner, rechts: Gehäusewand.

Im Kapitel 5 zur Datenreduktion wird nochmals detaillierter auf die Traversierung der Sonden eingegangen.

3.5.4 Mikrofonmessung

Der Ventilatorprüfstand bietet die Möglichkeit, Schallfeldanalysen mit Hilfe von Mikrofonarrays und Mikrofonrechen auf Saug- und Druckseite durchzuführen. Um das Schallfeld zu vermessen, wurden $1/4''$ Kondensator-Mikrofone verwendet. Im Folgenden wird die Einbaugeometrie beschrieben.

Messpositionen der Mikrofone auf der Saugseite

Das Mikrofonarray auf der Saugseite des Prüfstandes hat vier äquidistant axial gestaffelte Ringe für den Einbau von Messmikrofonen. Die Anordnung in Umfangsrichtung ist für jeden Ring ebenfalls äquidistant. Die Mikrofone werden in der Art montiert, dass ihre Membranen wandbündig mit der Innenwand sind. Abhängig von der Anzahl der Mikrofone in axialer und in Umfangsrichtung kann das gemessene Schallfeld in azimuthale und radiale Anteile zerlegt werden. Auf die Theorie dazu soll hier nicht weiter eingegangen werden. Sie wird in zahlreichen Veröffentlichungen beschrieben und wurde mehrfach validiert, siehe z.B. Tapken et al. [69].

Abbildung 3.22 zeigt ein CAD-Modell und das mit Messmikrofonen bestückte Array auf der Saugseite des Prüfstandes. Die Nummerierung der Ringe ist in Strömungsrichtung aufsteigend und beginnt bei #1. In Ring #1 befinden sich 18 mögliche Mikrofonpositionen. Im ersten Ring wurden jedoch nur 15 davon mit Mikrofonen bestückt, da drei Öffnungen dazu dienen, die Druckluftversorgung für den Spinner zu lagern. Die Ringe #2 und #3 verfügen über 12 Positionen und waren voll bestückt. Ring #4, der am dichtesten am Rotor ist, wurde mit 36 Mikrofonen instrumentiert.

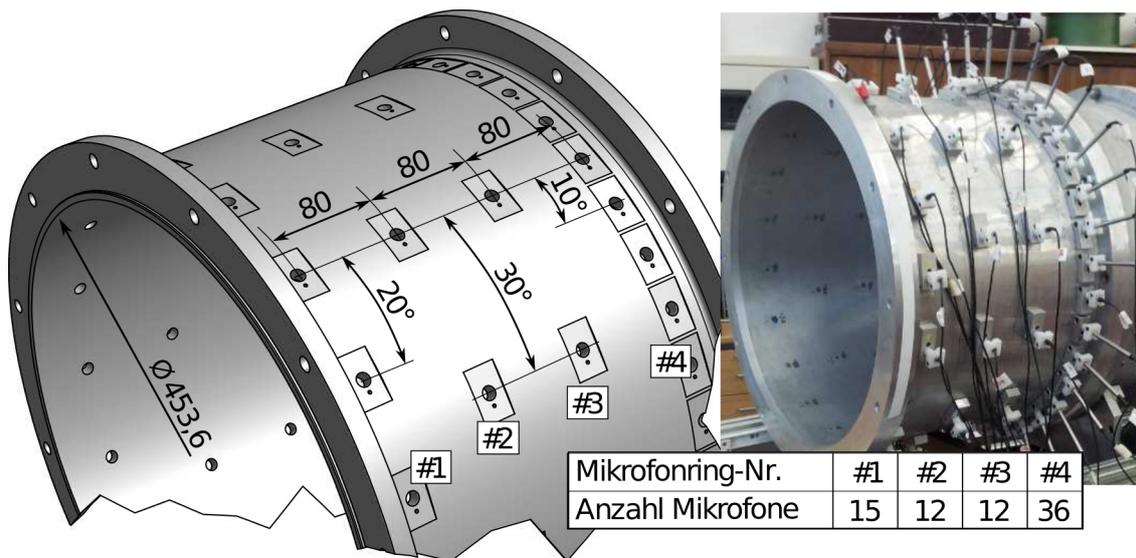


Abbildung 3.22: Messpositionen der Mikrofone auf der Saugseite des Prüfstandes. Links das CAD-Modell, rechts das Array mit 75 Mikrofonen bestückt. Die Einheiten sind in mm.

Rollt man das Mikrofonarray auf der Saugseite des Prüfstandes über den Umfang ab, erhält man ein Schema der Mikrofonverteilung, wie in Abbildung 3.23 dargestellt. Die drei Positionen, die in Ring # 1 nicht benutzt wurden, sind in rot markiert. Die genauen Positionen werden für die Zerlegung des Schallfeldes in seine Anteile benötigt.

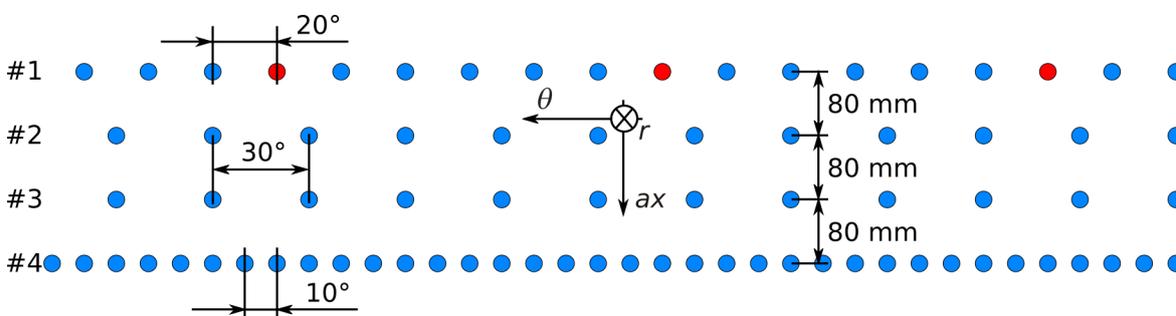


Abbildung 3.23: Räumliche Auflösung der wandbündigen Mikrofonmessung auf der Saugseite des Prüfstandes. In rot, nicht verwendete Mikrofonpositionen.

Messpositionen der Mikrofone auf der Druckseite

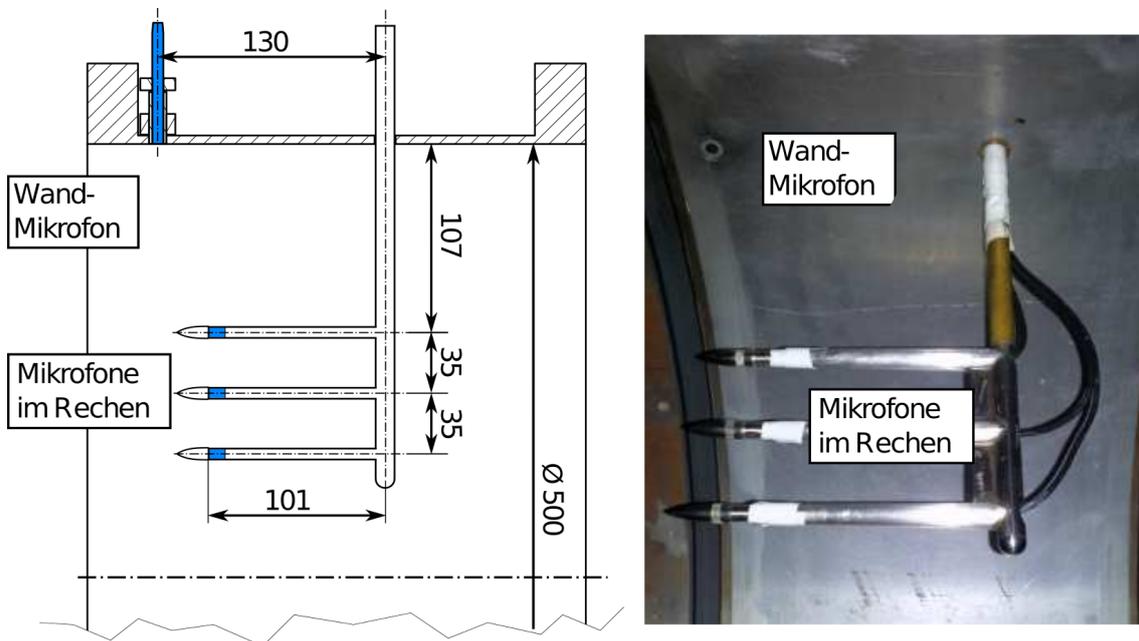


Abbildung 3.24: Messpositionen der Mikrofone im drehbaren Kanalsegment auf der Druckseite des Prüfstandes. Links eine technische Zeichnung mit den wichtigsten Maßen, rechts der montierte Rechen. Die Einheiten sind in mm.

Auf der Druckseite des Strömungskanal wurde für die Schallfeldanalyse ein Mikrofonrechen und ein wandbündiges Mikrofon in einem traversierbaren Kanalsegment verwendet. Der Mikrofonrechen kann mit drei Mikrofonen bestückt werden, die sich an den in Abbildung 3.24 verorteten Positionen befinden. Durch die Traversierung und ausreichender Mittelungszeit ist es möglich, das Schallfeld auf der Druckseite abzutasten und für die Analyse wieder zusammensetzen. Der Nachteil gegenüber dem festen Mikrofonarray auf der Saugseite liegt zum einen in der durch die Traversierung bedingten, längeren Messdauer und zum anderen in der nicht zeitgleichen Erfassung des räumlichen Schallfeldes. Dafür lassen sich mit dem Mikrofonrechen und dem wandbündigen Mikrofon theoretisch beliebig viele Umfangspositionen anfahren und das Schallfeld kann, sofern physikalisch noch sinnvoll, in Komponenten beliebig hoher Ordnung zerlegt werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass man weniger Mikrofone benötigt als im Falle des festen Mikrofonarrays.

Bei den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen wurden 12 azimutale Positionen angefahren. Durch die azimutale Traversierung auf der Druckseite ergibt sich eine räumliche Verteilung der Mikrofone im Kanal bzw. an der Wand wie in Abbildung 3.25 zu sehen. Der äußerste Ring wird durch das Wandmikrofon gebildet.

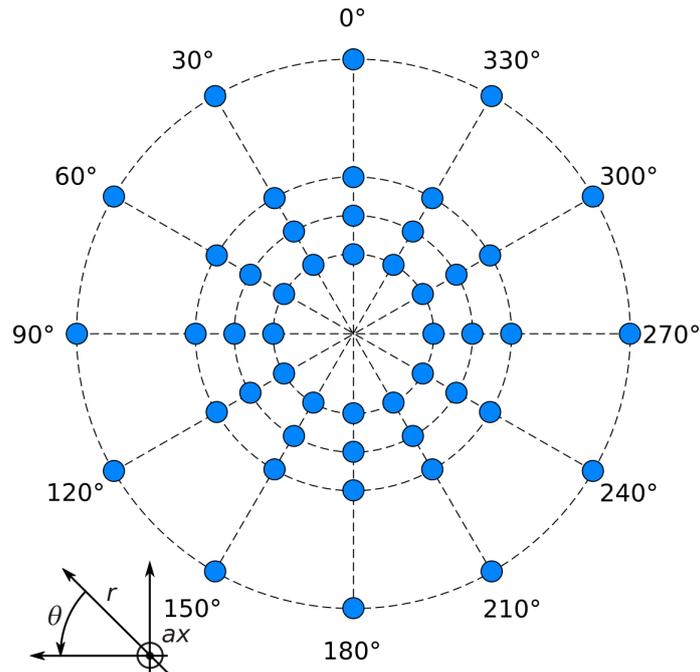


Abbildung 3.25: Räumliche Auflösung der Mikrofonmessung mit dem Rechen auf der Druckseite des Prüfstandes.

Messpositionen bezogen auf die Statorvorderkante

Abschließend zeigt Abbildung 3.26 die Positionen von Mikrofonarray und Traversierkanal bezogen auf die Statorvorderkante. Die Statorvorderkante wurde als Bezug gewählt, weil dort die Schallquellen des RSI-Lärms liegen.

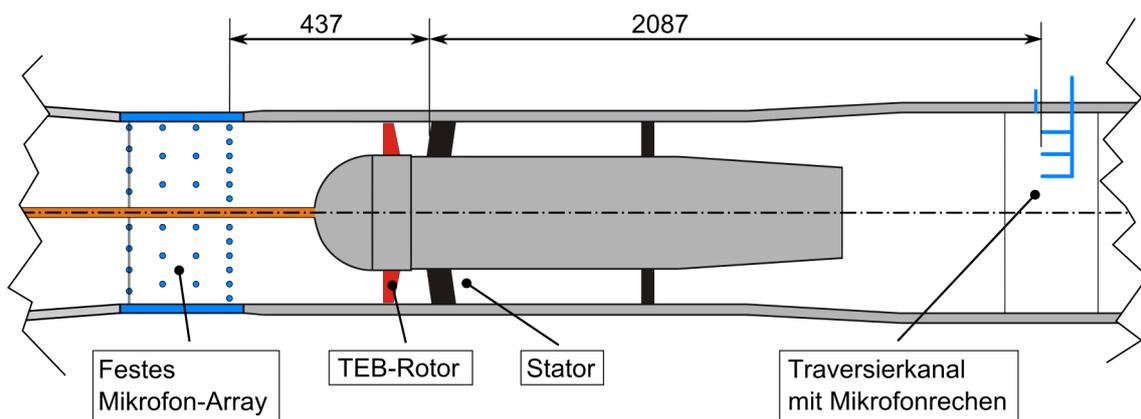


Abbildung 3.26: Messpositionen der Mikrofone auf Saug- und Druckseite des Prüfstandes bezogen auf die Statorvorderkante im Mittelschnitt. Die Einheiten sind in mm.

Kapitel 4

Versuchsdurchführung

4.1 Hitzdrahtmessung

Die Hitzdrähte wurden von der Nabe zum Gehäuse in 40 Schritten radial traversiert. Der Abstand der Sondenköpfe der Hitzdrähte zur Hinterkante des Rotors betrug 8 mm an der Nabe und 19 mm am Gehäuse, vgl. Abbildung 3.20.

Die Hitzdrähte wurden um den Gierwinkel γ in die mittlere Abströmung des Rotors gedreht. γ ergibt sich aus dem mittleren Abströmwinkel α_2 des Rotors

$$\gamma = 90^\circ - \alpha_2. \quad (4.1)$$

Verdeutlicht wird Gleichung 4.1 nochmals in Abbildung 4.1.

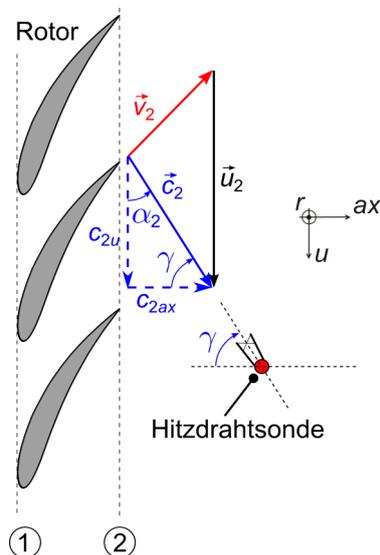


Abbildung 4.1: Drehung der Hitzdrahtsonde um den Gierwinkel γ

Während der radialen Traversierung wurde γ konstant gehalten, da der Winkelbereich, den die Hitzdrahtsonden erfassen können, dafür ausreichend groß ist. Die mittleren Abströmwinkel α_2 des Rotors bei verschiedenen Betriebspunkten wurden iterativ ermittelt. Dies kann z.B. durchgeführt werden, indem eine der Zweidraht-Sonden auf die halbe Kanalhöhe traversiert wird und dann solange

um den Gierwinkel γ gedreht wird, bis die Brückenspannungen beider Drähte ungefähr gleich sind.

4.1.1 Datenerfassung

Die Messungen wurden mit einer im Haus entwickelten Messanlage durchgeführt. Sie beinhaltet im wesentlichen einen Computer, die Hitzdrahtbrücken und die Traversiersteuerung. An jeder radialen Position betrug die Messzeit 10 s. Die Daten wurden mit einer Abtastfrequenz von 100 kHz aufgezeichnet. Damit ergeben sich 1.000.000 Messwerte für jeden Draht an jeder radialen Messposition. Bei Auslegungsdrehzahl $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ können mit dieser Abtastfrequenz mehr als 500 Rotorumdrehungen gemittelt werden, um damit die mittlere Abströmung des Rotors zu visualisieren. Damit die Mittelung der einzelnen Rotorumdrehungen möglich ist, wird zusätzlich der Wellentrigger des Prüfstandes synchron mit den Daten der Hitzdrahtanemometer aufgezeichnet. Auf Mittelung und Visualisierung der Daten wird nochmals im Kapitel 5 zur Datenreduktion eingegangen.

Abtastfrequenz	100.000 Hz
Messzeit pro radialer Position	10 s
Anzahl Punkte pro radialer Position	1.000.000
Auflösung	24 bit
Anzahl radiale Messpositionen	40
Verwendete Hitzdrahtsonden	2-Draht-Sonden
Axialer Abstand der Hitzdrähte zur Rotor-Hinterkante	
An der Nabe	8 mm
Am Gehäuse	19 mm

Tabelle 4.1: Datenerfassung und Parameter der Hitzdrahtmessung

4.2 Mikrofonmessung

Für die Vermessung des abgestrahlten Schallfeldes auf Saug- und Druckseite des Prüfstandes wurden das schon beschriebene Mikrofonarray auf der Saug- und ein Traversierkanal auf der Druckseite verwendet. Durch die Anordnung vieler Mikrofone in einem Array auf der Saugseite des Kanals konnte das Schallfeld mit einer parallelen Messung aller Mikrofone erfasst werden. Auf der Druckseite wurde ein Traversierkanal verwendet, mit dem theoretisch zwar beliebig viele Messpositionen eingestellt werden können, jedoch muss das Schallfeld mit mehreren Einzelmessungen erfasst werden, was einen höheren Zeitaufwand bedeutet. Voraussetzung für die Verwendung des Traversierkanals ist außerdem, dass sich der Betriebszustand der Ventilatorstufe während der Messung nicht ändert.

4.2.1 Datenerfassung

Die Mikrofonmessungen wurden mit einer im Haus entwickelten Messanlage, die speziell auf die synchrone Messung vieler zeitlich veränderlicher Spannun-

gen ausgelegt ist, durchgeführt. Gleichanteile einer elektrischen Spannung kann die Anlage nicht erfassen. Die Messzeit betrug jeweils 10 Sekunden bei einer Abtastrate von 32 kHz und 24 bit Auflösung. Der Wellentrigger des Prüfstandes wurde ebenfalls mit der Anlage aufgezeichnet. Damit wurde gewährleistet, dass die Messsignale der Mikrofone und des Wellentriggers zeitsynchron erfasst wurden. Da auf der Saugseite des Kanals mit einem festen Mikrofonarray gemessen wurde, genügte für jeden eingestellten Betriebspunkt und Ausblasmassenstrom eine Messung. Auf der Druckseite des Kanals mussten dagegen für jeden eingestellten Betriebspunkt und Ausblasmassenstrom so viele Messungen wie Traversierpositionen des Drehkanals durchgeführt werden.

Abtastfrequenz	32 kHz
Messzeit	10 s
Auflösung	24 bit
Anzahl Mikrofone	
Saugseite	75 (wandbündig)
Druckseite	4 (3 im Rechen + 1 wandbündig)

Tabelle 4.2: Datenerfassung und Parameter der Mikrofonmessung

4.3 Testmatrix

Für die vorliegenden Untersuchungen wurden die schon beschriebenen TEB-Rotor-Konfigurationen A und B (Abbildung 3.10) akustisch und strömungsmess-technisch vermessen. Für die parametrische Untersuchung wurden der Betriebspunkt und der Einblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* sowie die Drehzahl variiert. Mit der Drossel des Ventilatorprüfstandes wurde die Lieferzahl φ und damit der Betriebspunkt bei der gewählten Drehzahl eingestellt. Die Ausblasung war zum Einstellen des Betriebspunktes immer ausgeschaltet. Nach dem Einstellen des gewünschten Betriebspunktes wurde die Drossel bis zum Einstellen des nächsten Betriebspunktes nicht mehr bewegt. Bei konstanter Drosselposition wurde dann der gewünschte Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* eingestellt und die Mikrofon- bzw. Hitzdrahtmessung gestartet.

Die Hauptuntersuchungen, deren Ergebnisse in dieser Arbeit vorgestellt werden, haben sich in zwei Messkampagnen aufgeteilt. Beide Kampagnen hatten zum Ziel, in einem vorher abgesteckten Parameterfeld, möglichst viel über die Methode des Hinterkantenausblasens zu lernen und ein akustisches Minimum zu finden. Als Ausgangspunkt der Untersuchungen wurde jeweils der Auslegungspunkt von Ventilatorprüfstand und TEB-Rotor gewählt. In den beiden Kampagnen wurden unterschiedliche Vorgehensweisen gewählt, um das gewünschte Ergebnis zu erzeugen.

Die erste Kampagne hatte zum Ziel, zunächst eine möglichst gute Auffüllung der Nachläufe zu erreichen, um diese Konfiguration darauf folgend akustisch zu untersuchen. Hierfür wurde als Betriebspunkt der Auslegungspunkt gewählt. Der Einblasmassenstrom und die radiale Verteilung der Einblasmenge wurden variiert, um ein Optimum zu finden. Die Veränderung der radialen Verteilung der Ausblasmenge wurde durch gezieltes Drosseln einzelner Öffnungen erreicht. Die

Beurteilung der Qualität der Auffüllung wurde mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen vorgenommen. Gegenüber der Originalauslegung konnte eine verbesserte Ausblaskonfiguration gefunden werden. Der Ausblasmassenstrom wurde insgesamt reduziert und die ersten beiden Öffnungen nabenseitig mit Sieben gedrosselt, um das Ausblasprofil homogener in radialer Richtung zu verteilen. Diese Konfiguration wurde dann akustisch untersucht. Die Konfiguration wurde in Abschnitt 3.2.1 bereits als „Konfiguration A“ vorgestellt. Dabei wurde nur das Schallfeld auf der Saugseite des Prüfstandes mit dem Mikrofonarray vermessen. Die Untersuchungen hierzu sind im internen Bericht von Kausche [38] beschrieben.

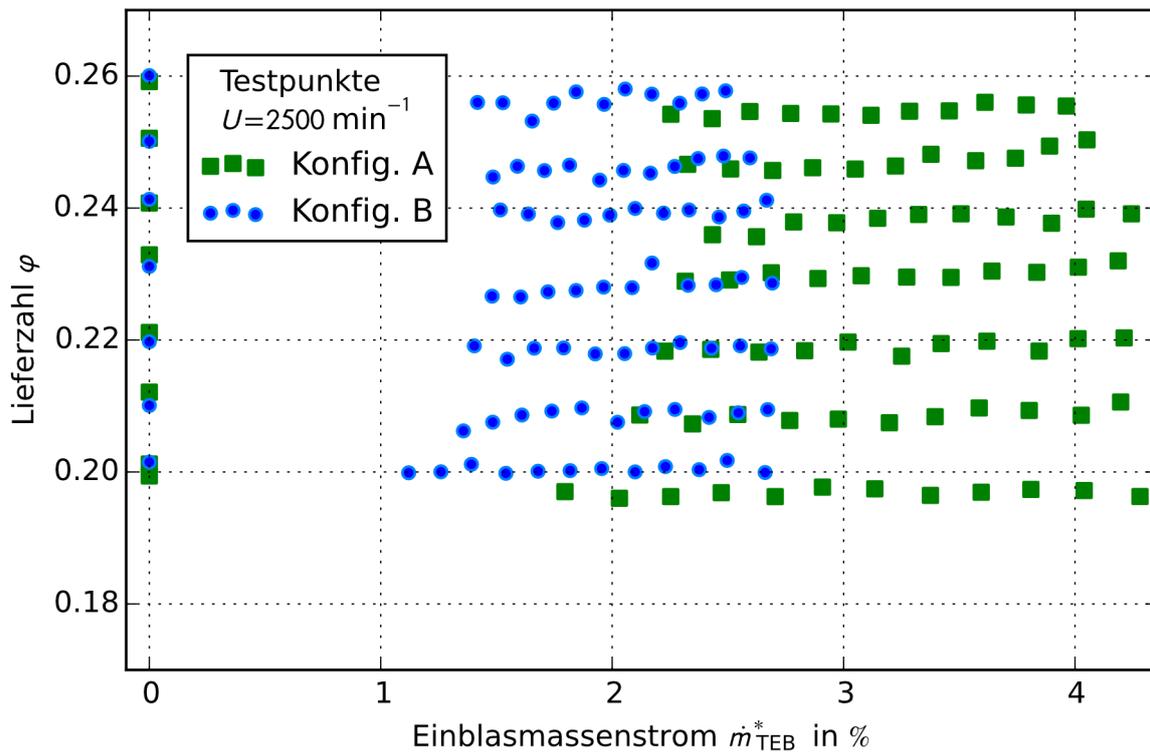


Abbildung 4.2: Parameterfeld für $U = 2500 \text{ min}^{-1}$: Die Testpunkte der Akustikmessungen sind als blaue Kreise und grüne Quadrate dargestellt. Bei dieser Drehzahl wurden keine Hitzdrahtmessungen durchgeführt.

Da diese Untersuchungen zu keinem zufriedenstellenden akustischen Ergebnis geführt haben, wurde für die zweite Messkampagne ein anderes Vorgehen bei der Durchführung der Messungen gewählt. Es wurde zuerst ein akustisches Minimum in einem vorher festgelegten Parameterfeld gesucht; die Hitzdrahtmessungen wurden erst zum Abschluss der Kampagne durchgeführt. Durch diese Vorgehensweise war es möglich, für die Optimumsuche ein sehr viel größeres Parameterfeld an Betriebspunkten und Einblasmassenströmen mit Mikrofonen zu vermessen. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass mit dem Mikrofonarray auf der Saugseite die Vermessung eines Testpunktes nach Einstellen des Betriebspunktes lediglich ca. 1 Minute dauert. Diese Zeitspanne beinhaltet das Einstellen des gewünschten Einblasmassenstroms und die eigentliche zehnhundertsekündige Mikrofonmessung. Die entsprechende Vermessung eines Testpunktes mit radial

traversierten Hitzdrähten hinter dem TEB-Rotor dauert nach Einstellen des Betriebspunktes ca. 15 Minuten.

Zunächst wurde eine sehr viel umfangreichere Parametervariation der Konfiguration A als in der ersten Messkampagne durchgeführt. Für zwei Drehzahlen wurden mehr Betriebspunkte und Ausblasmassenströme akustisch untersucht, durch die grünen Quadrate in den Abbildungen 4.2 und 4.3 markiert. Da zu diesem Zeitpunkt bereits die Ergebnisse von Kohlhaas [39] vorlagen, der eine ähnliche Untersuchung an einem anderen Ventilatorprüfstand an der Universität Siegen durchgeführt hat, kam die Idee zur vorgestellten „Konfiguration B“.

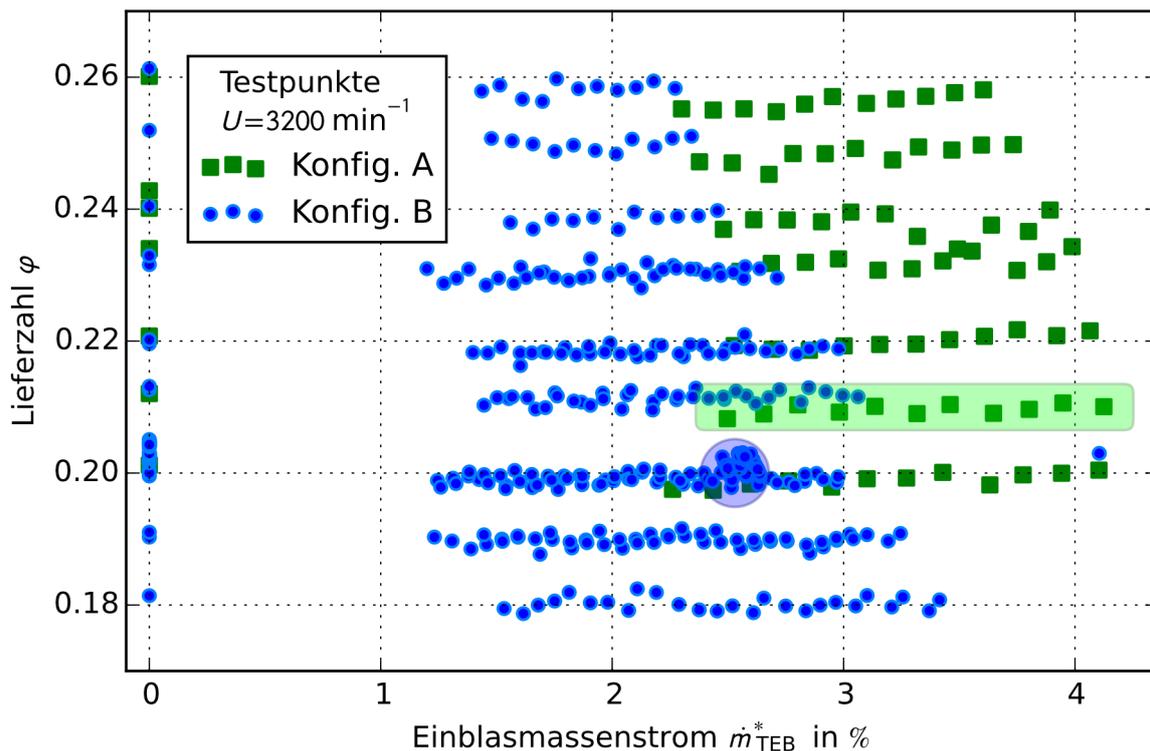


Abbildung 4.3: Parameterfeld für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$: Die Testpunkte der Akustikmessungen sind als blaue Kreise und grüne Quadrate dargestellt. Die Akustik-Testpunkte, die mit Hitzdrähten vermessen wurden, sind mit farbigen Flächen hinterlegt.

Kohlhaas [39] hatte in seinen Untersuchungen die Möglichkeit, die radiale Verteilung der Ausblasmassenströme zu regeln. Es wurde ein automatisierter Regelkreis aufgebaut, der das Ziel hatte, die tonalen Anteile des abgestrahlte Schallfeldes des verwendeten Ventilatorprüfstandes zu minimieren. Der Regelalgorithmus verwendete eine Optimierung, die die beste radiale Verteilung der Ausblasmassenströme für die 1. BPF und die 2. BPF finden sollte. Das Ergebnis war, dass aus den naben- und gehäusenahen Öffnungen relativ wenig ausgeblasen wurde und der Hauptteil der Luft aus den mittleren Öffnungen geblasen wurde. Daher wurden für die hier verwendete Konfiguration B die naben- und gehäuseseitigen Öffnungen verschlossen. Diese Konfiguration wurde zunächst mit demselben Parametersatz an Betriebspunkten und Ausblasmassenströmen wie bei Konfiguration A akustisch untersucht, durch die blauen Kreise in den Abbil-

dungen 4.2 und 4.3 gekennzeichnet. Allerdings wurden Ausblasmassenströme reduziert, da zwei der fünf Schlitze geschlossen wurden, vgl. Abschnitt 3.2.1. Die Ausblasmassenströme der Konfiguration B wurden äquivalent zur Konfiguration A gewählt. Aus der numerischen Auslegung des TEB-Rotors ist die prozentuale Verteilung der ausgeblasenen Luftmengen über die fünf Strömungskanäle in den Schaufeln bekannt. Konfiguration B benötigt 63 % der Ausblasmenge von Konfiguration A. Die Messungen beschränkten sich zunächst auf die Saugseite des Prüfstandes.

Das Schallfeld des akustisch besten Punktes wurde abschließend ebenfalls auf der Druckseite des Prüfstandes mit Hilfe eines Traversierkanals vermessen. Da das akustische Feld aus 12 Einzelmessungen zusammengesetzt werden muss, ist diese Messungen ähnlich zeitaufwändig wie die Hitzdrahtmessungen. Daher wurden die Messungen auf den akustisch besten Punkt der Saugseite beschränkt. Zum Abschluss der zweiten Kampagne wurde das zum besten akustischen Punkt gehörende Strömungsfeld der Konfiguration B mit Hitzdrähten vermessen. D.h., dass nur ein Betriebspunkt und ein Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* mit den Hitzdrähten vermessen wurde. Die Hitzdrahtmessungen der Konfigurationen A und B werden im Kapitel 6 zur Ergebnisdiskussion miteinander verglichen, obwohl die Betriebspunkte leicht auseinander lagen. In Kapitel 6 wird nochmals darauf eingegangen werden. Ferner wurde aufgrund ihrer höheren Relevanz nur die Strömung bei hoher Drehzahl ($U = 3200 \text{ min}^{-1}$) mit Hitzdrähten vermessen.

Um einen Eindruck der Parametervariation zu erhalten, wurde das vermessene Parameterfeld der beschriebenen zweiten Messkampagne grafisch aufbereitet. Die Abbildungen 4.2 und 4.3 zeigen die Testpunkte der Mikrofon- und Hitzdrahtmessungen für die zwei vermessenen Drehzahlen. Die Punkte der Akustikmessungen sind als blaue Kreise bzw. grüne Quadrate dargestellt.

Die Hitzdrahtmessungen, die zum jeweiligen Punkt der Akustikmessung gemacht wurden, sind mit durchsichtigen farbigen Flächen hinterlegt. Im Falle der Konfiguration B (blaue Kreise) wurde nur der beste akustische Punkt vermessen. Wegen des gewählten Vorgehens, das bei der oben beschriebenen ersten Messkampagne verwendet wurde, existiert für Konfiguration A auch eine Variation der Einblasmassenströme für die Hitzdrahtmessungen. Im Kapitel 6 zur Ergebnisdiskussionen werden aber nur der beste Punkt der Konfiguration B mit dem äquivalenten Punkt der Konfiguration A verglichen. Es wird nicht auf die gemachten Hitzdrahtmessungen mit variiertem Einblasmassenstrom eingegangen.

Kapitel 5

Datenreduktion

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Schritte der Datenreduktion bzw. Datenanalyse und die Prozessketten der Mikrofon- und Hitzdrahtmessungen dargestellt und erläutert. Es werden Kennzahlen, Darstellungsarten und Normierungen eingeführt und beschrieben.

5.1 Hitzdrahtanemometrie

5.1.1 Definitionen

Für die Darstellung der Ergebnisse der Hitzdrahtdatenanalyse werden einige Kennzahlen und Bezeichnungen definiert.

Dimensionslose Schaufelhöhe h^*

$$h^* = \frac{r}{h} \quad (5.1)$$

Die dimensionslose Schaufelhöhe h^* wird definiert als Quotient aus radialem Abstand r zur Rotornabe und der Rotorschaufelhöhe $h = 83,95$ mm. h^* ist gleich Null an der Rotornabe und gleich Eins an der Schaufelspitze. Abbildung 5.1 verdeutlicht dies.

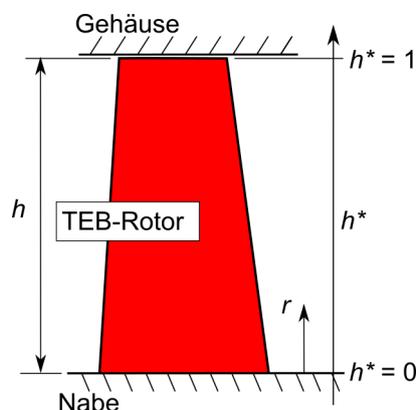


Abbildung 5.1: Definition der dimensionslosen Schaufelhöhe h^*

Dimensionsloser Einblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^*

Der dimensionslose Einblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* ist definiert als Quotient aus Einblasmassenstrom \dot{m}_{TEB} und Massenstrom des Prüfstandes \dot{m}_{VP} am betrachteten Betriebspunkt.

$$\dot{m}_{\text{TEB}}^* = \frac{\dot{m}_{\text{TEB}}}{\dot{m}_{\text{VP}}} \cdot 100 \% \quad (5.2)$$

Abströmwinkel α_2

Der Abströmwinkel α_2 ist definiert als Arcustangens des Quotienten aus axialer und Umfangskomponente der Abströmung.

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{c_{2ax}}{c_{2u}} \right) \quad (5.3)$$

Turbulenzgrad

Für die Bewertung der Schwankungsanteile der Strömung wird der RMS-Wert der Schwankungsgrößen c' der Geschwindigkeit c bestimmt. Dies wird für alle drei Richtungen der Geschwindigkeit gemacht. Die Schwankungsgröße c' lässt sich aus dem Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit \bar{c} und der Geschwindigkeit c bestimmen.

$$c = c' + \bar{c} \Leftrightarrow c' = c - \bar{c} \quad (5.4)$$

Der RMS-Wert der Schwankungsgröße ist ein Maß für die Größe der Schwankung und wird wie folgt berechnet.

$$RMS(c) = \sqrt{c'^2} \quad (5.5)$$

c' ist der Schwankungsanteil der jeweilig betrachteten Geschwindigkeitskomponente in ax -, u - oder r -Richtung. Normiert man den RMS-Wert mit der mittleren Anströmgeschwindigkeit \bar{c}_{1ax} , erhält man einen richtungsabhängigen Turbulenzgrad.

Für die Bestimmung des Turbulenzgrades Tu werden die RMS-Werte aller drei Richtungen hinter dem Rotor quadriert, gemittelt und mit der mittleren Anströmgeschwindigkeit \bar{c}_{1ax} vor dem Rotor normiert. Der Turbulenzgrad Tu ergibt sich dementsprechend zu:

$$Tu = \frac{1}{\bar{c}_{1ax}} \sqrt{\frac{1}{3} \left(\overline{c'_{2ax}{}^2} + \overline{c'_{2u}{}^2} + \overline{c'_{2r}{}^2} \right)} \cdot 100 \% \quad (5.6)$$

Spektrale Leistungsdichte PSD

Als weiteres Hilfsmittel zur Beurteilung der zeitlich aufgelösten aerodynamischen Daten werden die Daten im Frequenzbereich betrachtet. Hierfür wird die

spektrale Leistungsdichte (PSD = Power Spectral Density) der Kühlgeschwindigkeiten U_{eff} gebildet und damit die spektrale Verteilung der Leistung in der Strömung dargestellt. Die Kühlgeschwindigkeiten, oder auch Effektivgeschwindigkeiten, sind die richtungsabhängigen Strömungsgeschwindigkeiten im Koordinatensystem der Sonde. Die betrachteten Richtungen sind vom Sondentyp abhängig bzw. von der Drahtanordnung. Die spektrale Leistungsdichte wird in dB/Hz angegeben.

5.1.2 Prozesskette der Hitzdrahtmessung

Die Prozesskette der Vermessung des Strömungsfeldes hinter dem TEB-Rotor mit Hitzdrähten ist in Abbildung 5.2 skizziert. Der Ablauf beginnt im Schema oben links und soll kurz beschrieben werden.

Die Hitzdrahtsonden befinden sich im maschinenfesten, stehenden Koordinatensystem, also im Absolutsystem der Strömung des Prüfstandes, vgl. Abbildung 2.1 in Abschnitt 2.1.1. Die Sonden werden mit Hilfe zweier Sondentraversen entlang einer geraden Linie zwischen Rotorgehäuse und Rotornabe traversiert, vgl. Abbildungen 3.21 und 3.20. Jeder einzelne Draht ist an eine Hitzdrahtbrücke angeschlossen, die den Draht auf konstante Temperatur heizt. Wie schon in Abschnitt 3.5 erwähnt, wird ein Konstant-Temperatur-Verfahren für den Betrieb der Hitzdrähte verwendet. Die Hitzdrahtbrücken sind mit einer Datenerfassungskarte im Messrechner verbunden, die Draht- bzw. Brückenspannungen misst. Zusätzlich wird synchron das Signal des Wellentriggers aufgezeichnet. Das Signal des Triggers stammt vom Drehgeber, der auf der Welle des Motors sitzt und pro Umdrehung einen Spannungspuls sendet und so das Triggersignal generiert. Es werden fünf zeitlich variable Spannungen $E_n(t)$ ($n = 1, \dots, 5$) aufgezeichnet und als eine Binärdatei gespeichert. 4 Drahtspannungen und das Triggersignal des Drehgebers.

Für die Datenanalyse werden die einzelnen Spannungssignale $E_n(t)$ extrahiert, um sie weiter zu verarbeiten. Mit Hilfe der vor der Messung gemachten Kalibrierung und der bekannten Drahtgeometrie werden aus den Spannungen die sogenannten Kühlgeschwindigkeiten U_{eff} im sondenfesten Koordinatensystem berechnet. Damit liegen die Beträge und Richtungen, abhängig vom Sondentyp, der Anströmgeschwindigkeiten im Sondenkoordinatensystem vor.

In einem Zwischenschritt werden die Zeitreihen mit Hilfe des Triggersignals adaptiv neu abgetastet. Dieser Schritt ist notwendig, damit die Signale korrekt gemittelt werden können. Das zehn Sekunden lange Zeitsignal setzt sich aus mehr als 500 Rotorumdrehungen zusammen. Diese Einzelabschnitte können aufgrund minimaler Drehzahlschwankungen unterschiedlich lang sein. Der Umdrehungstrigger liefert zuverlässig die Information über die tatsächliche Drehzahl des Rotors für jede Umdrehung. Die unterschiedlich langen Teilzeitschriebe werden in diesem Schritt über Interpolation auf die selbe Länge gebracht. Da die Motorregelung den Rotor bei sehr konstanter Drehzahl hält, ist die Veränderung der Zeitsignale durch Interpolation vernachlässigbar klein.

Aus den neu abgetasteten Kühlgeschwindigkeiten U_{eff} können nun mit Hilfe einer Frequenzanalyse die Frequenzanteile in den Zeitsignalen ermittelt werden,

die als Leistungsdichtespektren dargestellt werden. Die Frequenzauflösung Δf beträgt für alle Leistungsdichtespektren exakt 2 Hz. Aus den Spektren an den 40 radialen Positionen kann ein orts- und frequenzabhängiges Wasserfalldiagramm erzeugt werden.

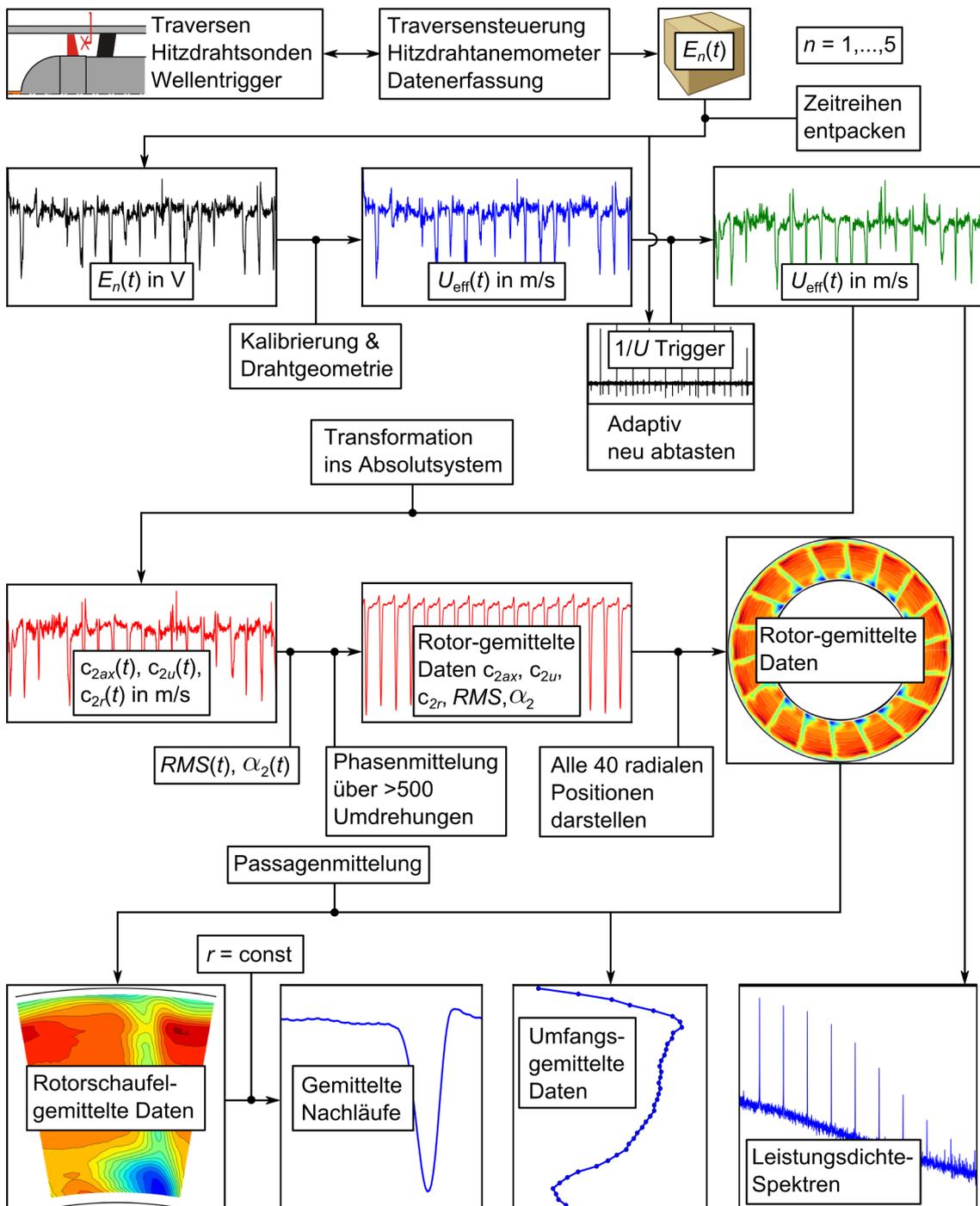


Abbildung 5.2: Prozesskette, Datenreduktion und -analyse der Hitzdrahtmessung

Unter Berücksichtigung des Gierwinkels γ der Hitzdrahtsonden werden die Geschwindigkeiten vom Sondenkoordinatensystem in das Absolutsystem transfor-

miert und liegen sodann in der Axial-, Umfangs- und Radialkomponente der Geschwindigkeit $c_{2ax}(t)$, $c_{2u}(t)$ und $c_{2r}(t)$ hinter dem Rotor vor. Aus Axial- und Umfangskomponente kann der Abströmwinkel α_2 bestimmt werden. Zur Beurteilung der Größe der Schwankungsanteile in den Zeitsignalen werden die *RMS*-Werte aller drei Strömungskomponenten gebildet, mit denen der Turbulenzgrad Tu berechnet werden kann.

Für die Darstellung der Daten wird nun die phasen- bzw. rotorsynchrone Mittelung der Zeitreihen durchgeführt. Man erhält mittlere Strömungsgeschwindigkeiten, Abströmwinkel und *RMS*-Werte hinter dem Rotor für alle erfassten Umdrehungen. Da alle vorangegangenen Schritte für alle 40 radialen Traversierpositionen durchgeführt werden, ist eine quasi-flächige Visualisierung des Strömungsfeldes möglich, obwohl nur entlang einer Linie aus 40 radial verteilten Messorten gemessen wurde. Man erhält auf diese Weise Informationen über jeden einzelnen Schaufelnachlauf an 40 radialen Positionen, allerdings immer nur für den selben Ort im Prüfstandskordinatensystem. Die so gemittelten Daten werden in dieser Arbeit als „rotor-gemittelt“ bezeichnet. Die Darstellung der Daten wird mit der Bezeichnung „RLA-Plots“ abgekürzt. „RLA“ steht für „Rotor Locked Averaged“.

Mittelt man die rotor-gemittelten Daten wiederum über alle Schaufelpassagen erhält man „schaufel-gemittelte“ Daten. Die Darstellung der Daten wird mit der Bezeichnung „BLA-Plots“ abgekürzt. „BLA“ steht für „Blade Locked Averaged“. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, an jeder radialen Position über den gesamten Umfang zu mitteln, um die mittlere radiale Verteilung einzelner Strömungsgrößen zu erhalten. Man bekommt so die umfangsgemittelten Daten, die über der Schaufelhöhe h^* aufgetragen werden.

Die schaufel-gemittelten Daten können verwendet werden, um sich gemittelte Nachläufe an ausgewählten radialen Schnitten anzusehen. Die verwendeten radialen Schnitte sind in Abschnitt 5.1.4 beschrieben.

5.1.3 Darstellung der Hitzdrahtdaten

Räumliche Auflösung der gemittelten Hitzdrahtdaten

Abbildung 5.3 zeigt die räumliche Auflösung der ausgewerteten Hitzdrahtdaten, die sich aus Abtastfrequenz, Rotordrehzahl und Anzahl radialer Messpositionen ergibt.

Im Falle der rotor-gemittelten Daten ergeben sich in Umfangsrichtung u 1872 Datenpunkte und für die rotorblatt-gemittelten Daten, Abbildung 5.4, 104 Datenpunkte. Die Anzahl der Punkte in radialer Richtung r ist in beiden Fällen 40. Aus Gründen der Darstellbarkeit ist in Abbildung 5.3 nur jeder 9. Punkt in Umfangsrichtung dargestellt. Die Naben- und Gehäusekontur sind jeweils in roter Farbe abgebildet.

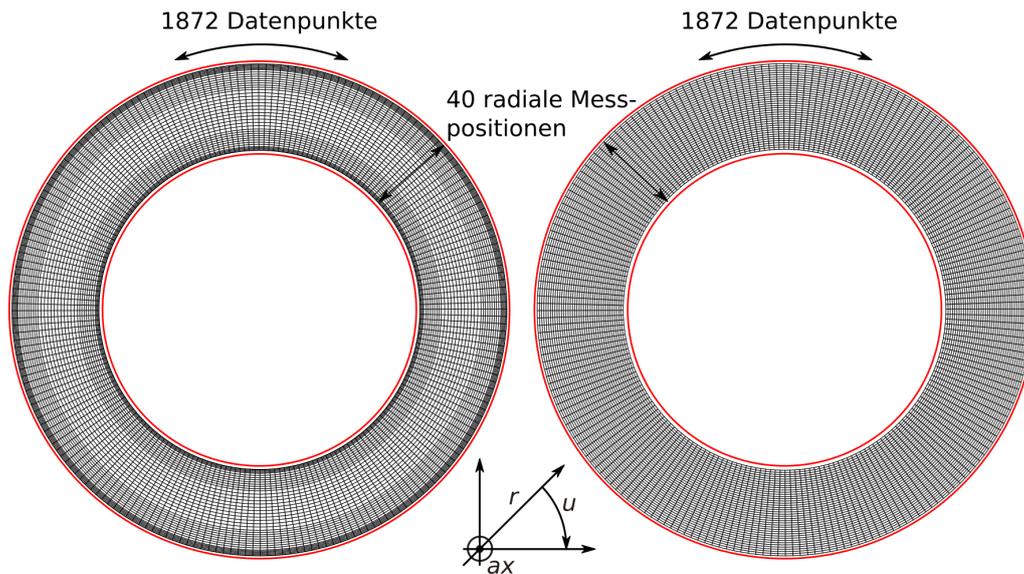


Abbildung 5.3: Gitter für die Darstellung der phasen- bzw. rotor-gemittelten Messdaten. Links: Konfiguration A. Rechts: Konfiguration B.

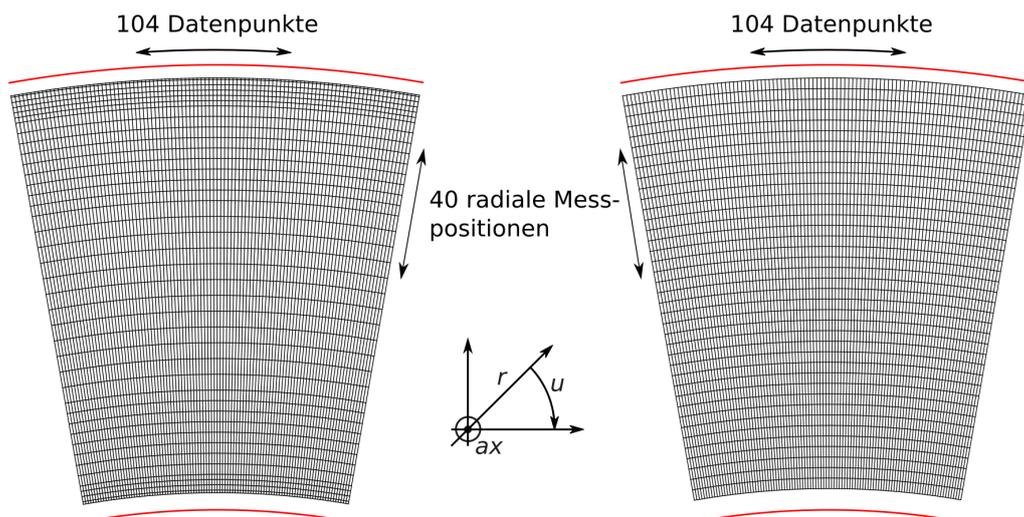


Abbildung 5.4: Gitter für die Darstellung der phasen- und rotorblatt-gemittelten Messdaten. Links: Konfiguration A. Rechts: Konfiguration B.

Normierungen

Wie schon in Abschnitt 3.5.3 beschrieben, wurden mit den beiden Hitzdrahtsonden hinter dem Rotor alle drei Richtungskomponenten der Strömung erfasst. Für die Darstellung der Geschwindigkeiten werden Normierungen verwendet, die im Folgenden erläutert werden.

Die axiale Komponente der Geschwindigkeit hinter dem Rotor c_{2ax} wird mit der mittleren axialen Anströmgeschwindigkeit des Rotors $\overline{c_{1ax}}$ normiert. Da mit den Hitzdrähten nur hinter dem Rotor gemessen wurde, wird sich mit der Annahme beholfen, dass bei der idealisierten Strömung, siehe Abschnitt 2.1.1, die axiale Komponente der Geschwindigkeit hinter dem Rotor ungefähr gleich der axialen Komponente der Geschwindigkeit vor dem Rotor ist; $c_{1ax} \approx c_{2ax}$. Für die

Normierung wird der Mittelwert der unbeeinflussten Strömung durch die 18 Rotorpassagen verwendet. Unbeeinflusst meint hier, dass die Bereiche ausgeprägter Sekundärströmungen in den Randbereichen nicht berücksichtigt werden. Durch diese Mittelung werden Schwankungen im Betriebspunkt berücksichtigt. Abbildung 5.5 zeigt 3 der 18 Passagenbereiche, die für die Bestimmung der Mittelwerte herangezogen worden sind.

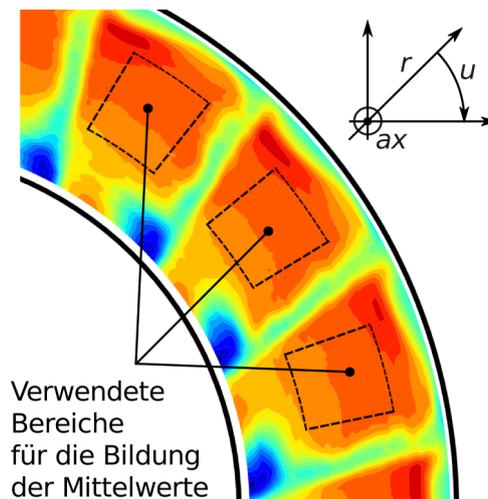


Abbildung 5.5: Bereiche, die für die Bestimmung der Mittelwerte verwendet wurden. Dargestellt sind 3 der 18 Passagenbereiche, über die gemittelt wurde.

Die Umfangskomponente der Strömung hinter dem Rotor c_{2u} wird daher mit der selben Normierung dimensionslos gemacht. In diesem Falle mit der mittleren Umfangsgeschwindigkeit durch die Rotorpassagen $\overline{c_{2u}}$. Die häufig übliche Normierung mit der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors an der Blattspitze wird hier nicht verwendet, da keine unterschiedlichen Betriebspunkte miteinander verglichen werden sollen. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors ist konstant bei den verglichenen Messpunkten.

Für die radiale Komponente c_{2r} wird als Bezugsgröße der Maximalwert der radialen Geschwindigkeitskomponente $c_{2r,max}$ herangezogen.

Darstellung der Hitzdrahtdaten als Flächenplot

Es wurde bereits erwähnt, dass die Daten als flächige sogenannte RLA- bzw. BLA-Plots dargestellt werden können. Bei der Diskussion liegt der Fokus auf den BLA-Plots. Der Unterschied zwischen den einzelnen Schaufelpassagen, der in den RLA-Plots zu sehen ist, kann vernachlässigt werden, da die einzelnen Passagen eine hinreichende Ähnlichkeit aufweisen. Gezielte Änderungen einzelner Passagen wurden nicht vorgenommen. Wäre dies der Fall, so müssten auch die RLA-Plots ausführlich diskutiert werden.

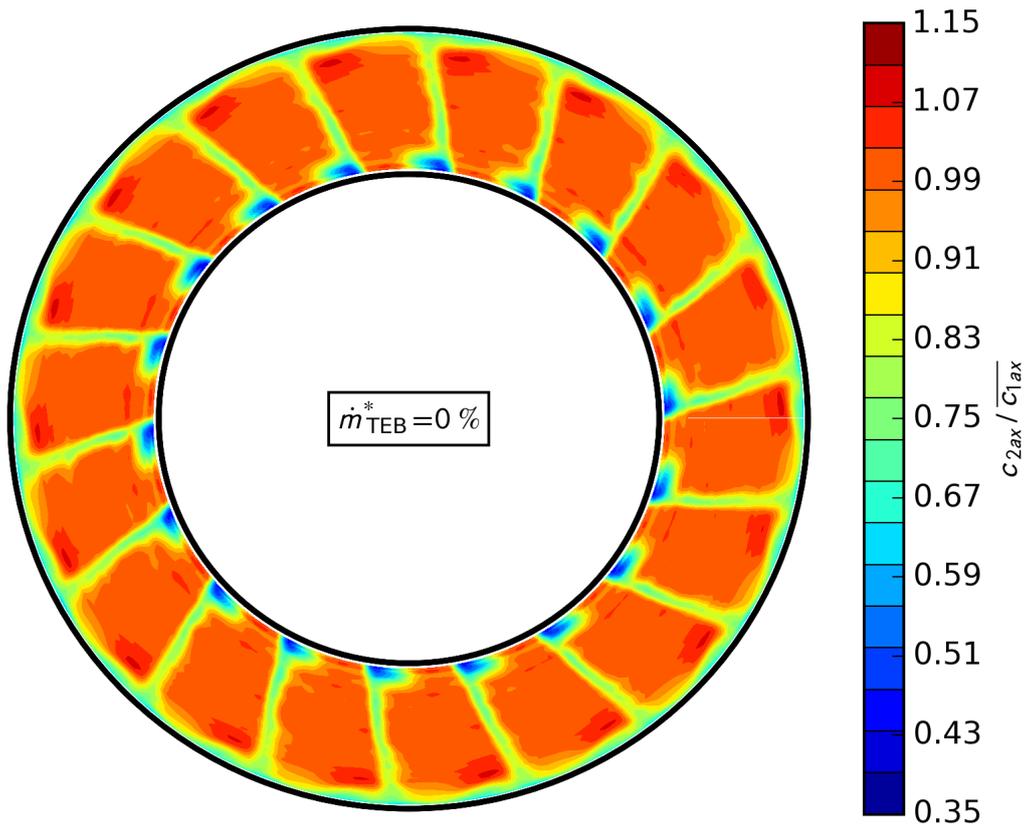


Abbildung 5.6: Konfiguration A, normierte Geschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, TEB aus

Weiter lassen sich Details, z.B. Fußabdrücke der Sekundärströmungen, in den BLA-Plots besser erkennen. Die Ähnlichkeit der Passagenströmung mit und ohne Beeinflussung soll exemplarisch an der Axialkomponente c_{2ax} der Strömungsgeschwindigkeit gezeigt werden. Abbildungen 5.6 und 5.7 zeigen die Komponente als zeitlich gemittelten RLA-Plot hinter dem Rotor. Abbildung 5.6 ohne aktive Beeinflussung, Abbildung 5.7 mit aktiver Beeinflussung. Es sind zwar leichte Unterschiede von Passage zu Passage zu erkennen, im Wesentlichen weisen die Passagen eine hinreichende Ähnlichkeit auf. Dies gilt entsprechend auch für die anderen Strömungskomponenten. Mit Beeinflussung nimmt diese Ähnlichkeit ab.

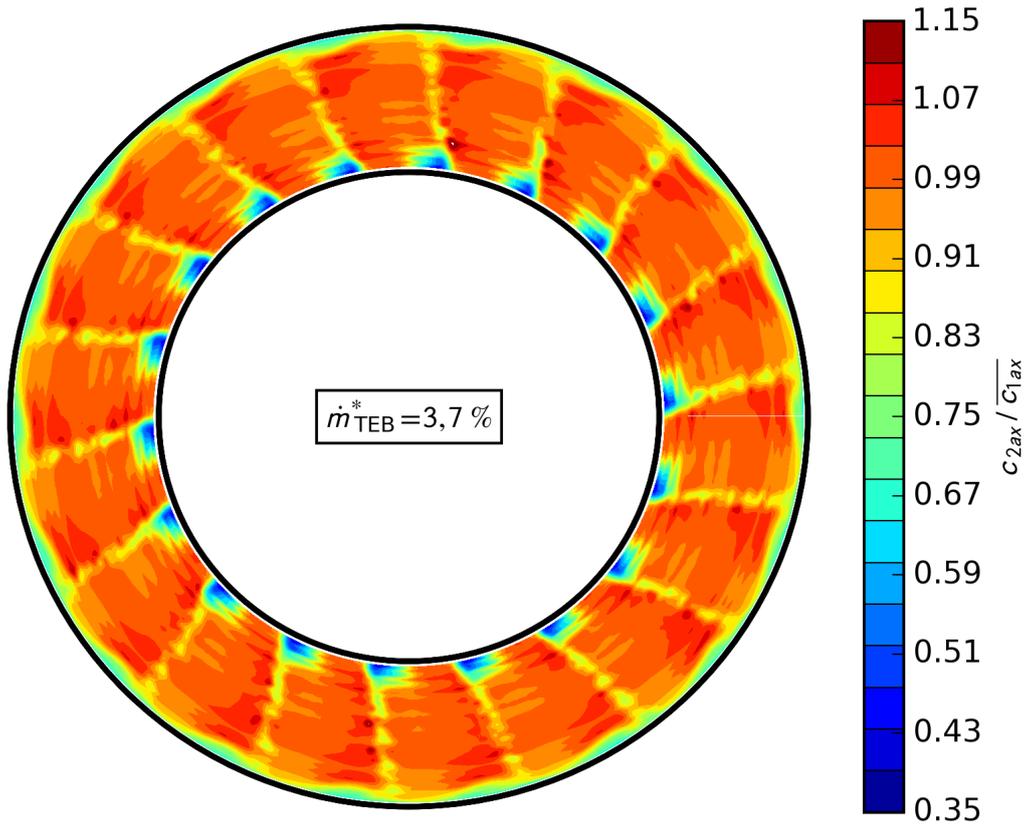


Abbildung 5.7: Konfiguration A, normierte Geschwindigkeit $c_{2ax} / \overline{c_{1ax}}$, TEB an

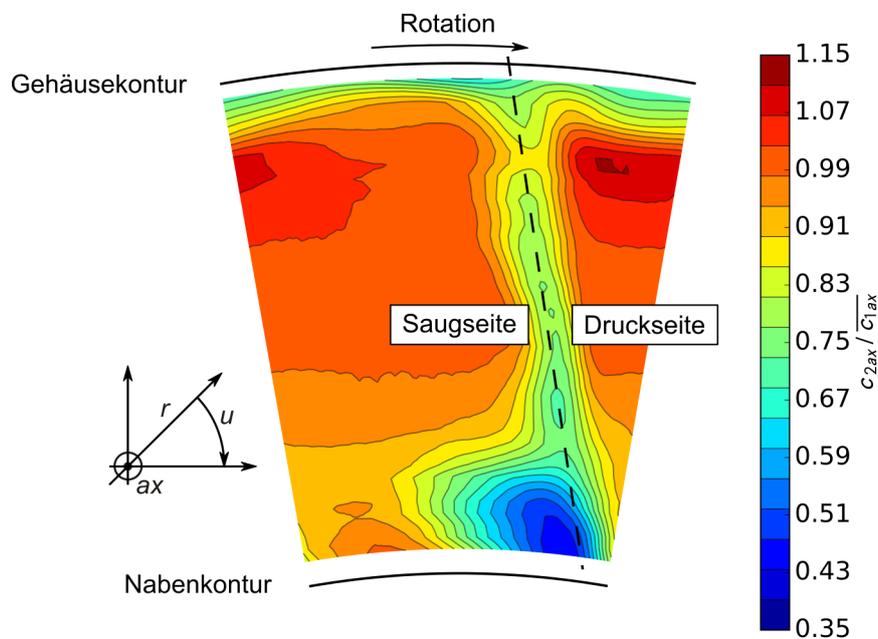


Abbildung 5.8: Definition des Koordinatensystems für die Darstellung der ausgewerteten Hitzdrahtdaten

Abbildung 5.8 zeigt einen BLA-Plot und das verwendete Koordinatensystem für

die Darstellung der ausgewerteten Hitzdrahtdaten exemplarisch für die normierte axiale Komponente $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$ der Geschwindigkeit hinter dem Rotor.

Der Blick geht entgegen der Strömung in Richtung des Rotors. Die axiale Komponente der Geschwindigkeit hinter dem Rotor zeigt in positiver Richtung auf den Leser, die Umfangskomponente zeigt in positiver Richtung nach rechts und die radiale Komponente in positiver Richtung nach oben.

Der Fußabdruck des Nachlaufs ist mit der gestrichelten Linie markiert. Da der Rotor von hinten betrachtet im Uhrzeigersinn rotiert, befindet sich für den gezeigten Ausschnitt des Strömungsfeldes die saugseitige Abströmung links und die druckseitige Abströmung rechts vom Nachlauf.

5.1.4 Radiale Schnitte für gemittelte Nachläufe

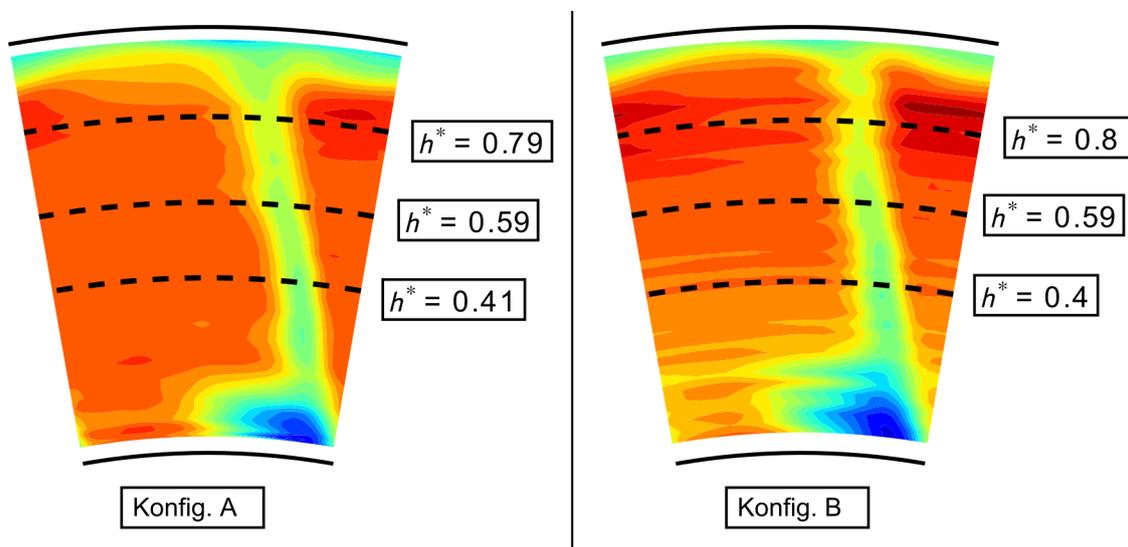


Abbildung 5.9: Radiale Schnitte für gemittelte Nachläufe. Links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B

Für die Betrachtung der gemittelten Nachläufe wurden die in Abbildung 5.9 markierten radialen Positionen verwendet. Für die radialen Schnitte wurden Positionen gewählt, an denen der Nachlauf die dominante Sekundärströmung ist. Da die Traversierung beim Vermessen der Konfigurationen leicht unterschiedlich waren, unterscheiden sich auch die radialen Schnitte leicht. Sie liegen jedoch dicht genug beieinander, um die Nachläufe von Konfiguration A und B vergleichen zu können.

5.2 Akustik-Messungen

5.2.1 Prozesskette der Mikrofonmessung

Die Datenerfassungsanlage, die für die Mikrofonmessung verwendet wurde, speichert die Zeitreihen aller Mikrofone und das Triggersignal des Prüfstandes als

instationäre Spannungssignale $E_n(t)$ ($n = 1, \dots, 80$). Beim Entpacken der Zeitreihen werden die vor Messung ermittelten Kalibrationskoeffizienten der einzelnen Mikrofone angewendet. Die Spannungszeitsignale werden bei diesem Schritt in Druckschwankungen $p'(t)$ umgerechnet. Ausgehend von diesen Signalen kann im einfachsten Fall ein Schalldruckspektrum $L_p(f)$ über einzelne oder mehrere gemittelte Mikrofonensignale berechnet werden. Die Frequenzauflösung Δf beträgt für alle akustischen Spektren exakt 1,95 Hz. Aufgrund von Drehzahlschwankungen während der zehn sekundigen Messzeit werden die Pegel der interessierenden *BPF*-Töne in der Regel nicht exakt wiedergegeben. Dies ist jedoch für die Zerlegung des Schallfeldes von großer Bedeutung. Um diese Schwankungen in den Drehzahlen zu berücksichtigen, werden die Mikrofonensignale, wie auch schon die Hitzdrahtdaten, für eine phasengenaue Auswertung adaptiv neu abgetastet. So werden adaptiv neu abgetastete rotorkohärente Schalldruckspektren $L_p(eo)$ erstellt, in denen rotorkohärente Anteile exakt wieder gegeben werden. Die Auftragung erfolgt üblicherweise nicht mehr über der Frequenz f , sondern über sogenannten engine orders (*eo*). Die erste *BPF* liegt bei engine order 18, da der Rotor 18 Schaufeln hat. Die 2. *BPF* liegt bei $eo = 36$, usw..

Um das Schallfeld in seine modalen Anteile zu zerlegen, werden diese rotorkohärenten Spektren bzw. die so ermittelten *BPF*-Pegel und die Positionen der zugehörigen Mikrofone benötigt.

Für die Bestimmung der Azimutalmoden des Schallfeldes wird eine Azimutalmodenanalyse (AMA) durchgeführt. Hierfür genügen die Daten aus einem der 4 Mikrofonringe des Mikrofonarrays. Dieser Ring kann auch virtuell mit einem wandbündigen Mikrofon im Traversierkanal erzeugt werden. Man erhält bei dieser Analyse für jede betrachtete *BPF* die Pegel der Moden m -ter Ordnung des Schallfeldes. Die Höhe der analysierbaren Modenordnung m hängt von der Anzahl der azimutalen Mikrofonpositionen ab. Während der AMA werden die Pegel jeder *BPF* herausgeschrieben. Man erhält eine azimutale Verteilung der *BPF*-Pegel. Über diesen Verlauf wird eine DFT erstellt, um den Pegel der zur *BPF* gehörenden Mode der Ordnung m zu bestimmen.

Der Nachteil einer reinen AMA ist, dass radiale Moden nicht erfasst werden. Wie schon im Kapitel zur Theorie erwähnt, kann man sich die aus der Wellengleichung bekannten Eigenschaften des Schallfeldes an der Wand zu Nutze machen, um auch die radialen Strukturen zu berechnen. Für eine Radialmodenanalyse (RMA), die auch die Analyse der Azimutalmoden enthält, werden entweder mehrere axial gestaffelte Ringe mit Mikrofonen benötigt oder es wird ein radial aufgebauter Mikrofonrechen verwendet.

Wie schon in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, kann im Falle der axial gestaffelten Ringe über die Winkel der Wellenfronten der Azimutalmoden an der Wand auf die Radialmoden geschlossen werden, da die Azimutal- und Radialmoden hierüber gekoppelt sind. Verwendet man einen Mikrofonrechen, können die Radialmoden direkt vermessen werden.

Bei der RMA erhält man die Schalleistungen $L_{w,(m,n)}$ der Moden mit der Ordnung (m, n) für die betrachteten *BPF*. Werden alle Leistungen summiert, erhält man die gesamte Schalleistung $L_{w,BPF}$ für die betrachtete *BPF*.

Das Analyseverfahren wird detailliert in Enghardt et al. [27], Tapken et al. [69],

Tapken et al. [68] und in Lemke [45] diskutiert.

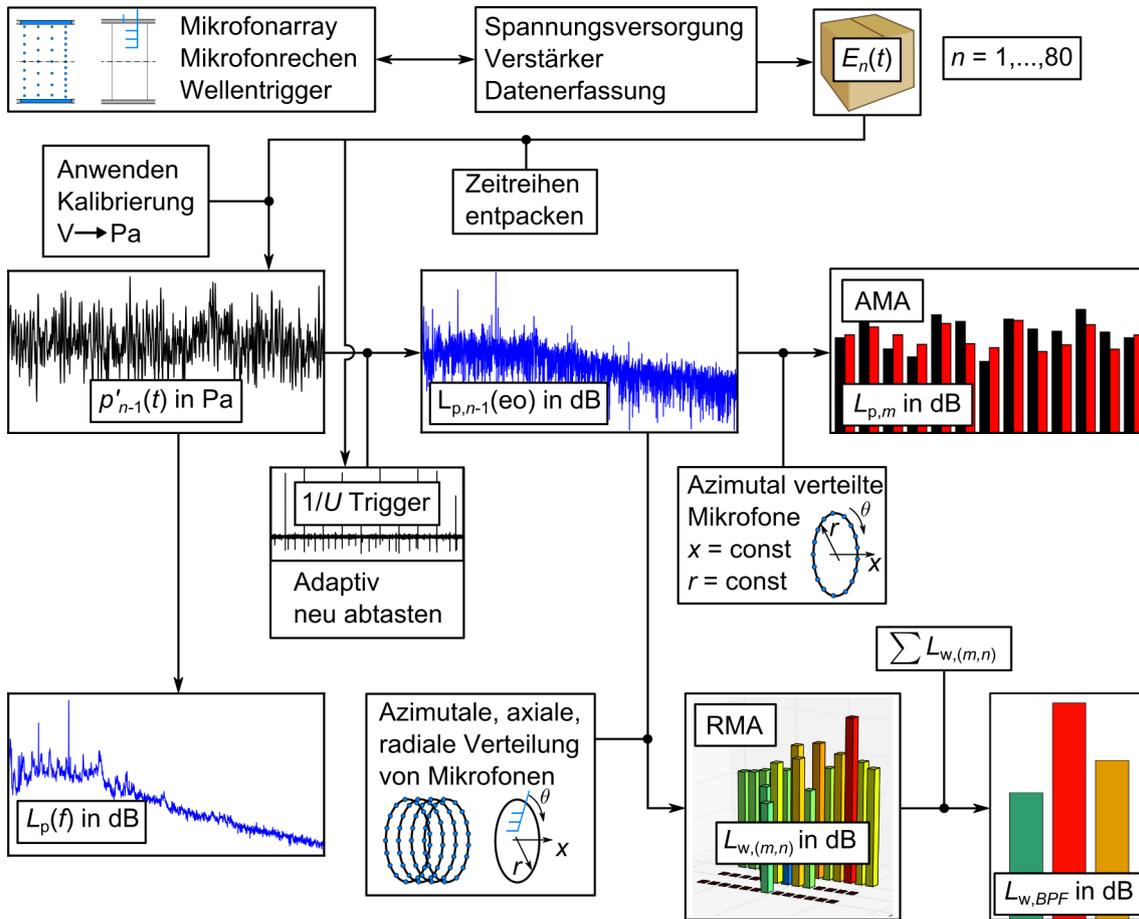


Abbildung 5.10: Prozesskette, Datenreduktion und -analyse der Mikrofonmessung

Kapitel 6

Ergebnisse und Diskussion

Für die Bewertung und Diskussion der Methode des Hinterkantenausblasens werden jeweils die akustischen und aerodynamischen Messungen der Konfigurationen A und B diskutiert und miteinander verglichen. Die Konfigurationen wurden in Abschnitt 3.2.1 vorgestellt. Es werden zuerst die Ergebnisse der akustischen Messungen behandelt, gefolgt von den Ergebnissen aus den aerodynamischen Messungen hinter dem Rotor. Wenn nicht anders angegeben, werden für den Vergleich der Konfigurationen zuerst Ergebnisse der Konfiguration A, gefolgt von den Ergebnissen der Konfiguration B, vorgestellt.

Während der Analyse der Messungen hat sich zudem herausgestellt, dass die Homogenität bzw. die Qualität der Zuströmung sowohl die Aerodynamik als auch die Akustik qualitativ und quantitativ beeinflussen kann. Daher soll darauf im Abschnitt 6.3 gesondert eingegangen werden.

Die Menge der Messungen erfordert eine Beschränkung der Diskussion auf die wichtigsten Ergebnisse. Die Ergebnisdiskussion ist daher im Wesentlichen auf die in Tabelle 6.1 genannten Testpunkte eingegrenzt. Diese Testpunkte wurden gewählt, da für diese Betriebspunkte bzw. Lieferzahlen für beide Konfigurationen akustische und aerodynamische Ergebnisse vorliegen, die gegenübergestellt werden können. Die Betriebspunkte liegen ausreichend dicht beieinander, um die beiden Konfigurationen miteinander vergleichen zu können. Auf Unterschiede, die nicht auf die Konfiguration, sondern auf den Betriebspunkt zurückzuführen sind, wird an den entsprechenden Stellen eingegangen.

	Lieferzahl φ	Drehzahl U in min^{-1}	Ausblas- massen- strom \dot{m}_{TEB}^* in %	Akustikdaten vorhanden?		Aerodyn. Daten vorhanden?
				Saug- seite	Druck- seite	
Konfig. A	0,21	3200	0 & 3,7	x		x
Konfig. B	0,20	3200	0 & 2,5	x	x	x

Tabelle 6.1: Testpunkte für den Vergleich von Konfiguration A und B

Um die Änderung des akustischen Feldes durch das Hinterkantenausblasen zu bewerten, werden gemittelte Spektren, Azimutal- und Radialmoden sowie Schallleistungen betrachtet.

Für die Diskussion der Akustik wird hauptsächlich auf die dominante Mode der Ordnung $(m, n) = (4, 0)$ eingegangen bzw. auf die zugehörige 2. BPF, mit der sich diese Mode ausbreitet. Der dominante bzw. lauteste Ton ist jener Ton, der vom menschlichen Ohr vordergründig wahrgenommen wird. Das menschliche Gehör bewertet Töne zudem stärker als z.B. weißes Rauschen. Bei der Vorstellung der Azimutalmodenanalyse und der Schallleistungen wird zusätzlich der Einfluss des Ausblasmassenstroms berücksichtigt, um den Pegelverlauf in Abhängigkeit des Ausblasmassenstroms zu zeigen.

Für *alle* akustischen Ergebnisse der höheren Drehzahl $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ der Konfigurationen A und B werden Übersichtsgrafiken der Schallleistungspegel des dominanten Tons 2 BPF in Abhängigkeit von Ausblasmassenstrom und Betriebspunkt präsentiert. Hierfür werden die Testpunkte verwendet, die in der Abbildung 4.3 in Kapitel 4 vorgestellt wurden.

Die Besprechung der aerodynamischen Ergebnisse beschränkt sich auf die in Tabelle 6.1 genannten Betriebspunkte und Ausblasmassenströme. Die beeinflussten und unbeeinflussten Größen werden jeweils gegenübergestellt.

Wie im Kapitel 5 beschrieben, wird das Strömungsfeld hinter dem Rotor als normierter phasen- und passagengemittelter Kontur-Plot für alle drei Raumrichtungen dargestellt. Jede Geschwindigkeitskomponente wird darauf folgend jeweils gemittelt über den Umfang in Abhängigkeit der Schaufelhöhe präsentiert. Zusätzlich werden die Geschwindigkeiten an drei ausgewählten radialen Schnitten betrachtet, um die gemittelten Nachläufe zu erörtern.

Nach den gemittelten Geschwindigkeiten folgt die Präsentation und Diskussion der Schwankungsanteile der Strömung in Form des Turbulenzgrades. Wie bei den Geschwindigkeiten wird mit Flächenplots begonnen, gefolgt von den umfangsgemittelten Größen, dargestellt über der dimensionslosen Schaufelhöhe h^* . Zum Abschluss werden die Nachläufe der Schwankungsgrößen an drei gesuchten radialen Positionen erörtert.

6.1 Diskussion der Akustik

6.1.1 Gemittelte Schalldruckspektren

Abbildungen 6.1 und 6.2 zeigen gemittelte Schalldruckspektren auf der Saugseite des Ventilatorprüfstandes. Es wird jeweils der Schalldruckpegel L_p in Abhängigkeit der Frequenz f dargestellt. Für die Erstellung wurden die Schalldruckspektren aller synchron gemessenen Zeitsignale der 75 Mikrofone im Mikrofonarray gemittelt. Die schwarze Kurve zeigt das gemittelte Schalldruckspektrum ohne Beeinflussung, $\dot{m}_{TEB}^* = 0$, die rote Kurve zeigt das gemittelte Schalldruckspektrum mit Beeinflussung. Für Konfiguration A betrug der Ausblasmassenstrom $\dot{m}_{TEB}^* = 3,7 \%$ des Prüfstandsmassenstroms; für Konfiguration B $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5 \%$. Die Kurven sind um 60 Hertz zueinander verschoben, um Unterschiede in den tonalen Pegeln besser darstellen zu können.

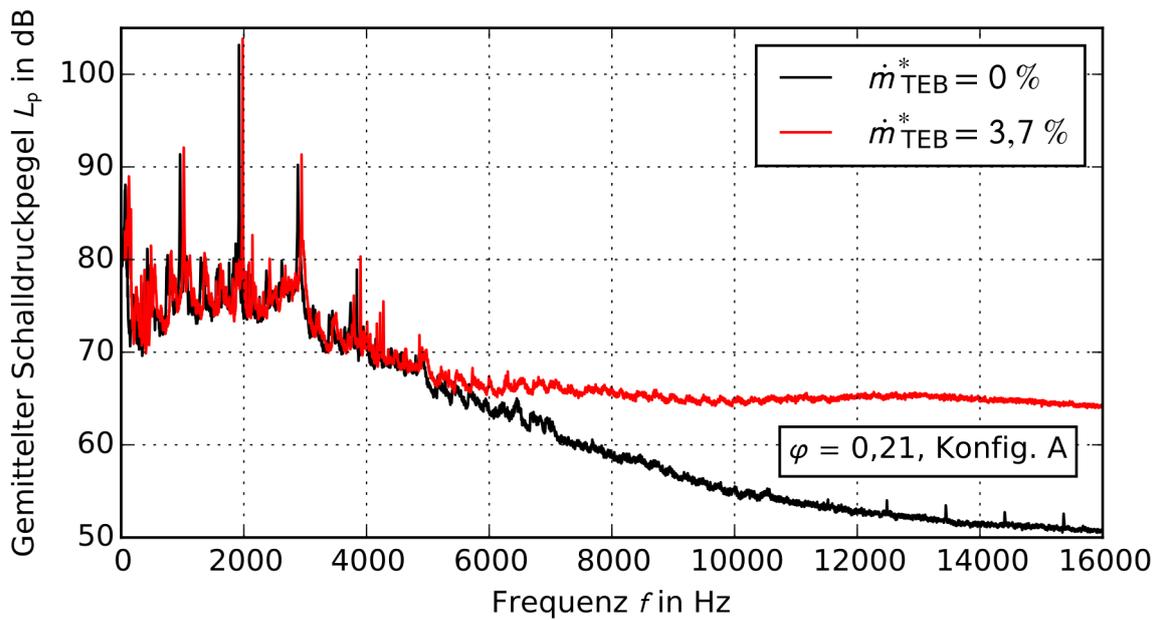


Abbildung 6.1: Gemittelttes Schalldruckspektrum auf der Saugseite, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

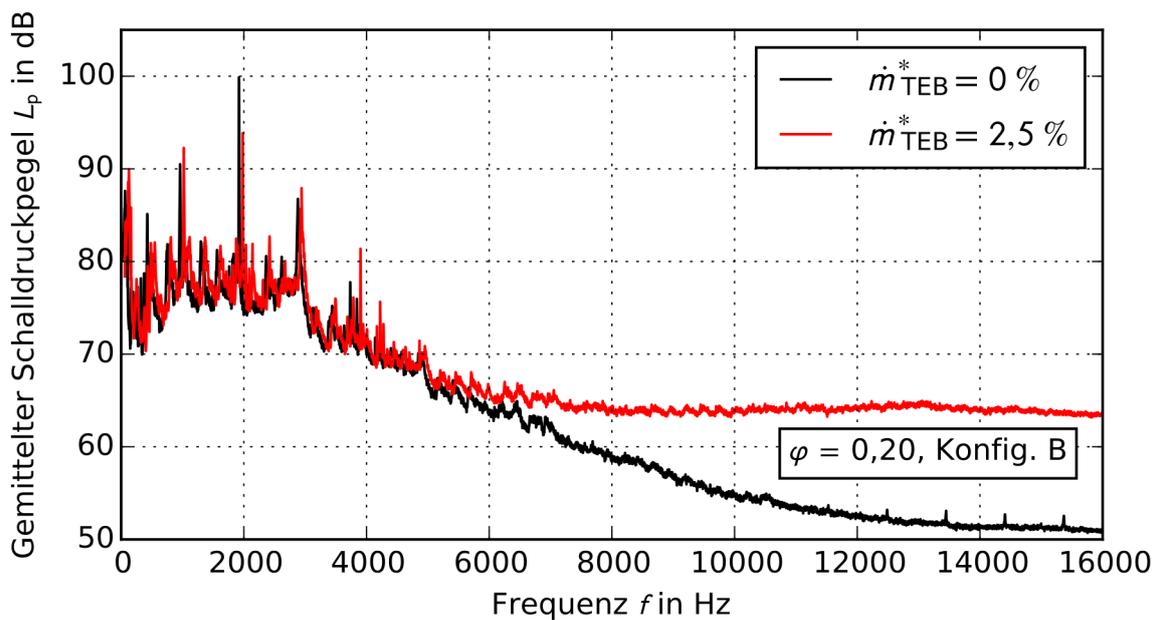


Abbildung 6.2: Gemittelttes Schalldruckspektrum auf der Saugseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Die ersten vier *BPF* sind bei 960 Hz und den ganzzahligen Vielfachen in beiden Spektren deutlich zu erkennen. Die 1. *BPF* und 3. *BPF* sind dabei deutlich schwächer als die 2. *BPF*, die den dominanten Ton darstellt. Zur Erinnerung, siehe Abschnitt 3.4, ist die angeregte zugehörige Azimutalmode der Ordnung $m = 4$ mit der 2. *BPF* ausbreitungsfähig. Die 1. *BPF* ist cut-off. Die Zwischenspitzen zwischen den Drehtönen sind äquidistant und entsprechen den Frequenzen der Cut-On-Frequenzen aus Abbildung 3.13.

Für Konfiguration A lässt sich bei den ersten drei Drehtönen mit Hinterkanten-ausblasen eine leichte Pegelerhöhung von ca. 1 dB ablesen. Wird jedoch die Konfiguration B verwendet, kann man eine Reduktion von ca. 6 dB des dominanten Tons erkennen.

Für beide Konfigurationen gilt, dass sich durch das Ausblasen eine breitbandige Erhöhung des Spektrums ab 6 kHz ergibt. Aufgrund des etwas höheren Ausblasmassenstroms bei der Konfiguration A ist die breitbandige Pegelerhöhung etwas stärker. Weiter sind bei Konfiguration A mehr Öffnungen aktiv geschaltet und damit auch mehr Ausblasstrahlen vorhanden, während die Ausblasgeschwindigkeiten in beiden Fällen gleich sein sollten, da der Ausblasmassenstrom an die Anzahl aktiver Öffnungen angepasst wurde. Dieses Ausblaseeigengeräusch entsteht aufgrund der Mischung der Ausblasstrahlen mit der umgebenen Strömung. Man spricht auch von Mischungslärm der Strahlschichten oder Strahlärm. Selbst, wenn die Ausblasgeschwindigkeit im Kern eines Ausblasstrahls exakt der Geschwindigkeit der umgebenen Strömung bei Austritt entspricht, wird man diesen Effekt haben. Dies liegt zum einen daran, dass die Wandreibung in den Ausblaskanälen zur Bildung von Grenzschichten innerhalb der Kanäle führt. Die Grenzschichten beginnen sich beim Austritt aus den Schaufeln mit der umgebenen Strömung zu vermischen. Zum anderen führen auch unterschiedliche Turbulenzgrade und Längenskalen zwischen Strahl und umgebener Strömung zu einem Mischungsprozess, der Lärm erzeugt. Treffen die Scheerschichten auf den nachfolgenden Stator erzeugen sie an der Statorvorderkante zusätzliche breitbandige Lärmquellen.

Durch die Mittelung über alle Mikrofonpositionen ist keine azimutale Struktur für die Drehtöne zu erkennen. Darüberhinaus sind die gemittelten Spektren nicht rotorkohärent. Es treten immer kleine Drehzahlschwankungen auf und damit ein Verschmieren der Töne in den Spektren. Der Ton wird dadurch im Spektrum breiter und der Pegel der Töne ist unterbewertet.

Daher werden im folgenden Abschnitt die Ergebnisse der Azimutalmodenanalyse besprochen, in die Drehzahlschwankungen in die Berechnung der Pegel mit eingeflossen sind. Ferner lässt sich durch die Analyse ermitteln, wie stark die dominante Azimutalmode der Ordnung $m = 4$ tatsächlich ist.

6.1.2 Azimutalmodenanalyse

Saugseite

Abbildung 6.3 zeigt das Ergebnis der Azimutalmodenanalyse auf der Saugseite für die erste *BPF* für unterschiedliche Einblasmassenströme \dot{m}_{TEB}^* und dient hier dazu, einige wesentliche Feststellungen anzumerken. Später bezieht sich die Diskussion hauptsächlich auf die dominante 2. *BPF* und die zugehörige Schallmode. Jeder Block farbiger Balken von dunkelblau nach dunkelrot stellt die Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden der Ordnung m dar. Im Laufe des Textes werden sie öfters vereinfacht nur Azimutalmodenpegel genannt. Die Modenordnung ist auf der horizontalen Achse aufgetragen, die Pegel der jeweiligen Azimutalmode auf der Vertikalen. Die Balken in dunkelblau, jeweils links in den Blöcken, repräsentieren die Azimutalmodenpegel ohne Beeinflussung, $\dot{m}_{\text{TEB}}^* = 0$ %. Rechts

davon werden Azimutalmodenpegel für Ausblasmassenströme $\dot{m}_{TEB}^* > 0\%$ dargestellt. Die Größe ist der Legende zu entnehmen.

Abbildung 6.3 zeigt anschaulich die ausbreitungsfähigen Azimutalmoden mit der Ordnung $-3 \leq m \leq +3$, wie sie in Abschnitt 3.4 vorgestellt wurden. Die Pegel dieser Moden sind gegenüber den nicht ausbreitungsfähigen Moden deutlich erhöht. Die nach Tyler und Sofrin [71] angeregte Mode der Ordnung $m = -14$ ist dementsprechend ebenfalls nicht ausbreitungsfähig. Aus Gründen der Übersichtlichkeit und Relevanz sind die gezeigten Modenordnungen auf die in der Abbildung dargestellten beschränkt.

Da keine von den ausbreitungsfähigen Moden von der Rotor-Stator-Anordnung angeregt wirkt, sticht für die erste BPF keine der Moden eindeutig hervor. In der Änderung der Modenverteilung und Modenpegel durch das Ausblasen ist kein Trend zu erkennen.

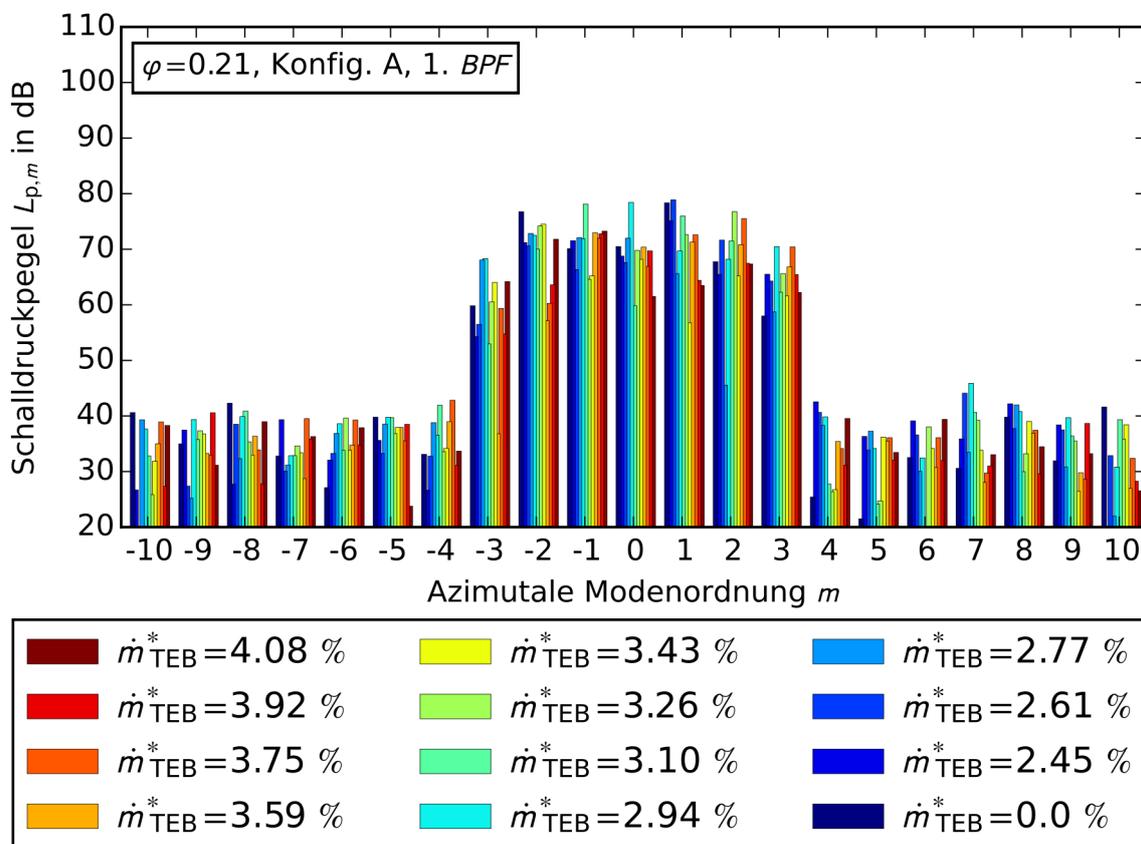


Abbildung 6.3: Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 1. BPF, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Abbildung 6.4 stellt die Azimutalmodenpegel für die 2. BPF dar. Mit größeren Frequenzen sind mehr Moden ausbreitungsfähig. Dies sind für die 2. BPF die Azimutalmoden bis zur Ordnung $-6 \leq m \leq +6$, was gut an den erhöhten Pegeln dieser Moden zu erkennen ist. Die dominante Mode der Ordnung $m = 4$ hebt sich deutlich von den anderen Moden ab.

Weiter erkennt man auch, dass das Ausblasen aus den Rotorschaukelhinterkanten im Falle der Konfiguration A negativen Einfluss auf die dominante Mode hat. Mit

Ausblasen steigt der Pegel der dominanten Mode um ca. 1,5 dB im Mittel an.

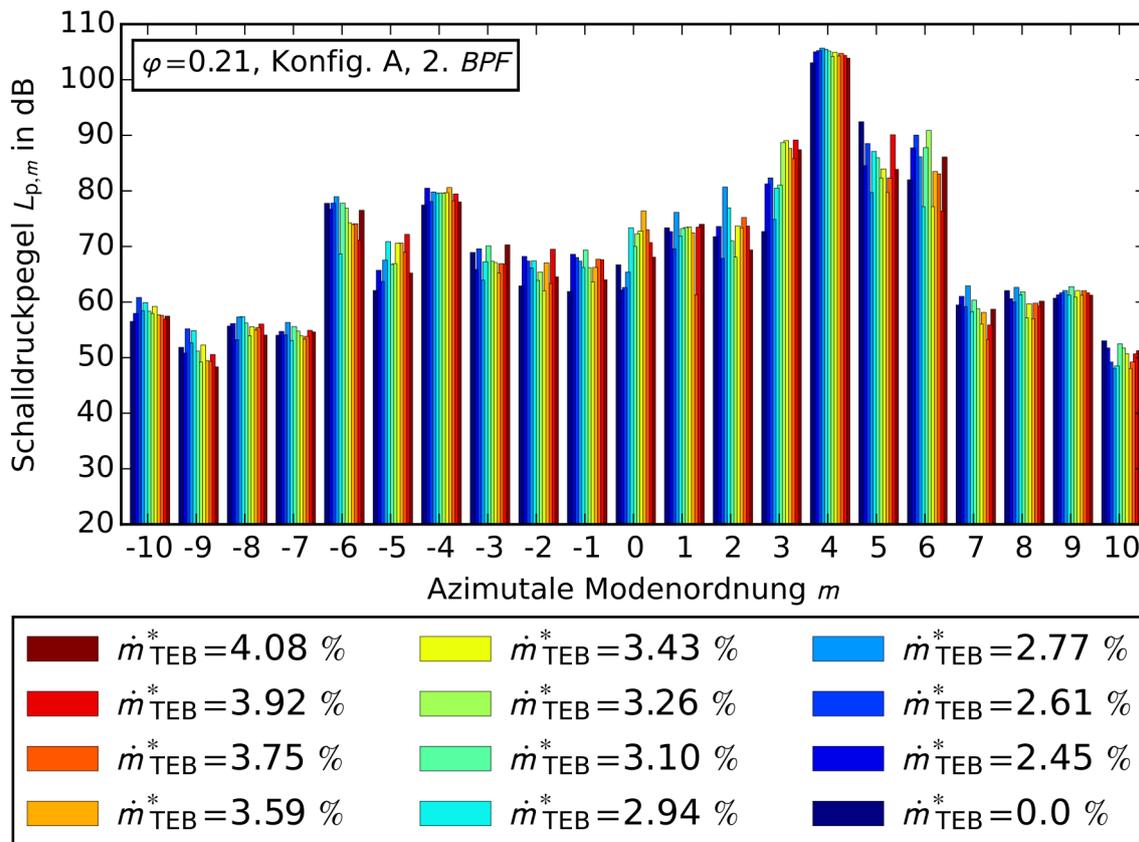


Abbildung 6.4: Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmode m -ter Ordnung für die 2. BPF, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Analog sind die Ergebnisse der Azimutalmodeanalyse auf der Saugseite für die Konfiguration B in Abbildung 6.5 abgebildet. Während der Akustik-Messkampagne, in der für beide Konfigurationen die Schallfelder untersucht worden sind, wurden für Konfiguration B mehrere Betriebspunkte gefunden, an denen eine Minderung der dominanten Mode festzustellen ist. Dieser Betriebspunkt wurde dann mehrfach mit mehr und feiner abgestuften Ausblasmassenströmen untersucht. Dies diente einerseits der Reproduktion des Ergebnisses und andererseits dem Finden des Ausblasmassenstroms, für den die größte Minderung der dominanten Mode zu verzeichnen ist.

Im Pegelverlauf der dominanten Mode in Abbildung 6.5 ist eine deutliche Änderung mit steigendem Ausblasmassenstrom abzulesen. Wie schon bei Konfiguration A steigt der Pegel für kleine Ausblasmassenströme zunächst an. In diesem Falle um ca. 4 dB, um dann immer weiter abzunehmen und schließlich ein Minimum zu erreichen. Es gibt einen optimalen Ausblasmassenstrom, dem ein minimaler Modenpegel zuzuordnen ist: Für $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5 \%$ beträgt die Minderung des dominanten Modenpegels 14,3 dB. Für Ausblasmassenströme, die größer sind, steigt der Pegel der dominanten Mode wieder an.

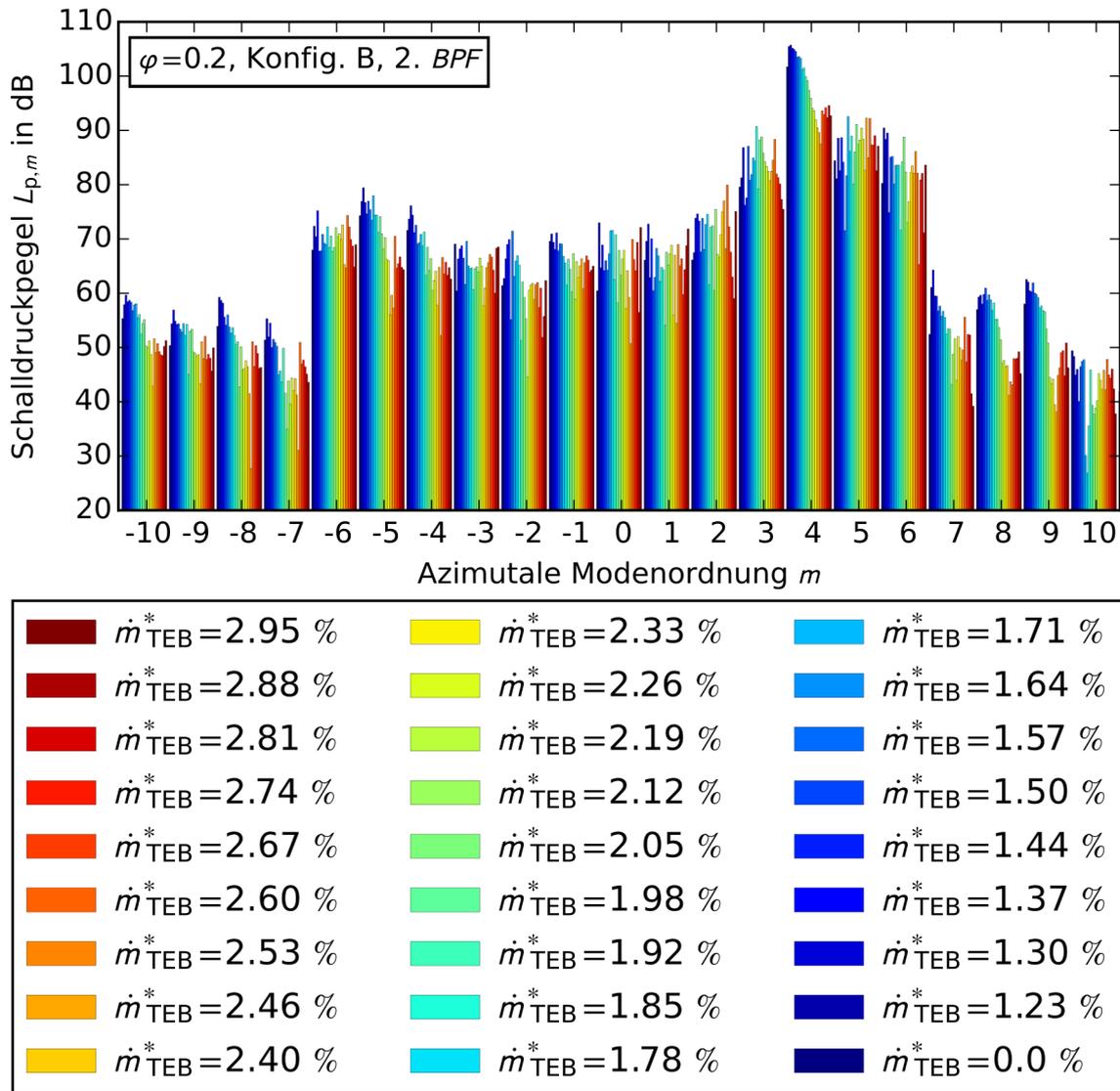


Abbildung 6.5: Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 2. BPF, $\varphi = 0,20$, Konfiguration B

Druckseite

Mit Hilfe des Mikrofonrechens konnte für den besten Punkt ebenfalls eine Azimutalmodenanalyse auf der Druckseite des Ventilatorprüfstandes durchgeführt werden. Für die Konfiguration A existieren für die Druckseite keine akustischen Daten, siehe Tabelle 6.1 und Abschnitt 4.3.

Abbildung 6.6 zeigt die Ergebnisse der Azimutalmodenanalyse für die 2. BPF auf der Druckseite. Aufgrund der zeitlich aufwändigeren Messung wurden die Untersuchungen auf drei Ausblasmassenströme beschränkt. Hierfür wurde *der* Ausblasmassenstrom gewählt, der die größte Minderung auf der Saugseite brachte und jeweils ein Ausblasmassenstrom 0,1% höher und niedriger. Es wurden 12 Umgangspositionen angefahren, womit eine Analyse der Azimutalmoden bis zur Ordnung $m = \pm 6$ möglich ist.

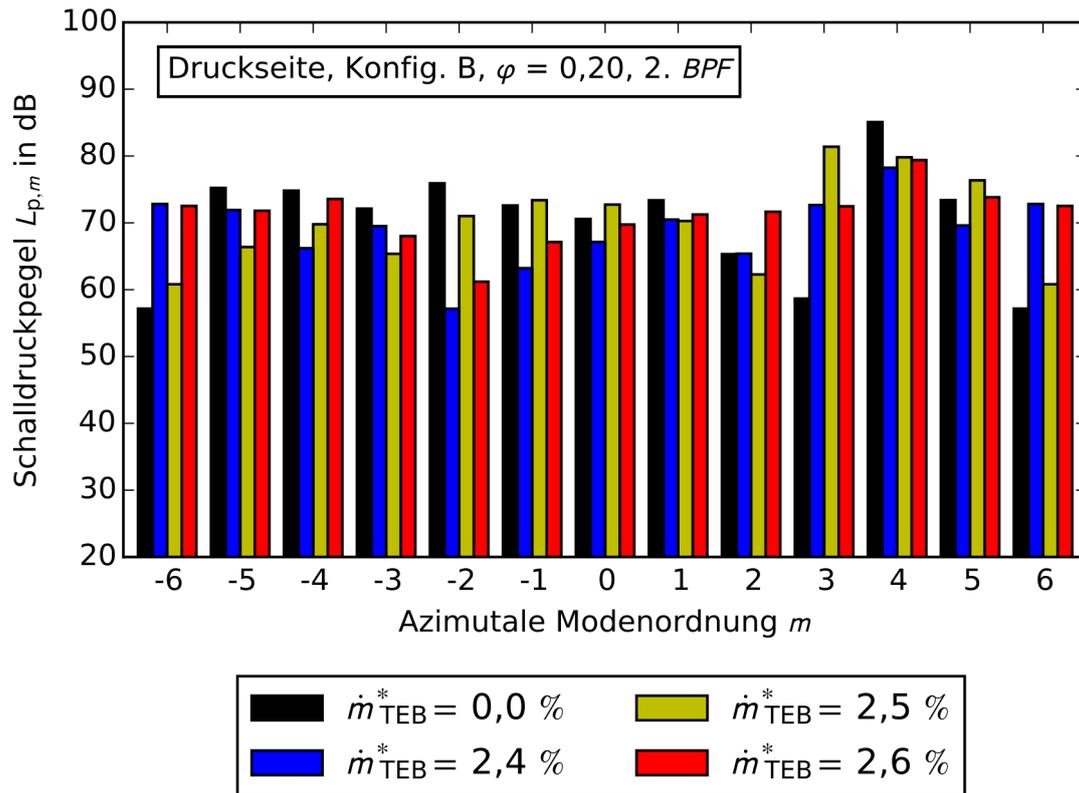


Abbildung 6.6: Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmode m -ter Ordnung für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Wie auf der Saugseite, ist die Mode der Ordnung $m = 4$ ebenfalls die dominante Mode auf der Druckseite. Mit Ausblasung kann der Pegel um ca. 5 dB gesenkt werden. Es fällt weiter auf, dass der Pegel der dominanten Mode auf der Druckseite für $\dot{m}_{TEB}^* = 0 \%$ um ca. 15 dB geringer ist als auf der Saugseite. Dies kann einfach mit der Geometrie der Rotor-Stator-Stufe und dem Winkel der Wellenfronten der Mode $(m, n) = (4, 0)$ erklärt werden. Hierfür sei auf Abbildung 6.7 verwiesen.

Abbildung 6.7 zeigt links das CAD-Modell des Ventilatorprüfstandes in einer Schnittansicht mit dem Fokus auf dem Mikrofonsegment und der Rotor-Stator-Stufe. In das Mikrofonsegment wurden die gemessenen Pegel an der 2. BPF ohne Beeinflussung als qualitativer Flächenplot gelegt. Das flächige Bild ergibt sich durch eine einfache Interpolation zwischen den Stützstellen, welche den Mikrofonpositionen entsprechen. Dadurch kann die Mode $(m, n) = (4, 0)$ anschaulich qualitativ dargestellt werden. Man sieht sehr gut die azimuthale Struktur der Mode und den Winkel, mit dem sie sich durch das Rohr „schraubt“. Dieser Winkel ist dafür verantwortlich, dass sich die Mode gut durch den Rotor ausbreiten kann. Mode und Rotor haben den selben Drehsinn. Auf der anderen Seite wird ein Durchlaufen durch den Stator eher erschwert. Zum besseren Verständnis ist dies nochmals schematisch im rechten Teil der Abbildung dargestellt. Die Wellenfronten der Mode sind als blaue Linien dargestellt und die Ausbreitungsrichtung steht senkrecht auf den Wellenfronten und ist durch den schwarzen Pfeil gekennzeichnet. Detaillierte Untersuchungen zum Einfluss der Staffelungswin-

kel auf die Modenausbreitung durch eine Rotor-Stator-Stufe sind z.B. von Hanson [35] durchgeführt worden.

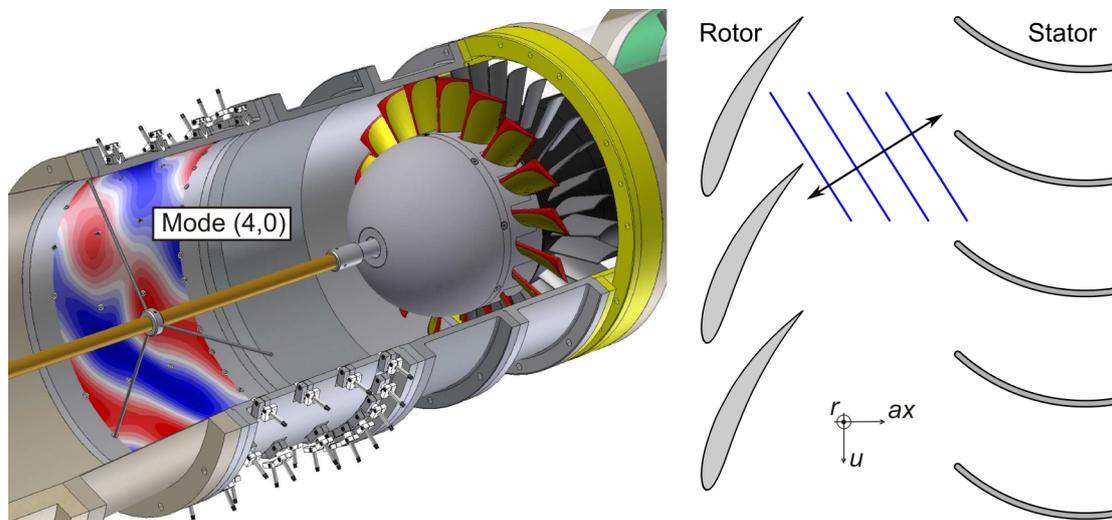


Abbildung 6.7: Ausbreitung der Mode (4,0) im Prüfstand

Die Azimutalmodenanalyse bestimmt lediglich die Azimutalmoden und vernachlässigt die Anwesenheit von radialen Moden. Da die immer vorhandenen radialen Moden von den Azimutalmoden getrennt werden müssen, berücksichtigt der folgende Abschnitt auch die radialen Moden.

6.1.3 Vollständige Modenanalyse

Für die vollständige Modenanalyse werden nicht nur die Azimutal- sondern auch die Radialmoden bestimmt und dargestellt. Die Betrachtungen beschränken sich auf die Moden (m, n) , die an der 2. BPF ausbreitungsfähig sind.

Die Ergebnisse mit und ohne Beeinflussung werden aus Gründen der Übersichtlichkeit in getrennten Abbildungen betrachtet. Auf den Pegelverlauf der dominanten Mode in Abhängigkeit des Ausblasmassenstroms wird hier verzichtet. Aufgetragen sind die Schalleistungen $L_{w,mn}^-$ der Moden der Ordnung (m, n) des sich gegen die Strömung ausbreitenden Schallfeldes. Als qualitative Zusatzinformation sind die Modenpegel farblich kodiert. Der Farbbereich reicht von blau, „leise“, bis rot, „laut“. Aufgrund der besseren Ablesbarkeit in isometrischer Ansicht ist an den Balken der dominante Mode $(m, n) = (4, 0)$ die Größe des Pegels angeschrieben.

Saugseite

Abbildungen 6.8 und 6.9 zeigen Ergebnisse der vollständigen Modenanalyse ohne und mit Ausblasen für die Konfiguration A. Abbildungen 6.10 und 6.11 zeigen die Moden für die Konfiguration B.

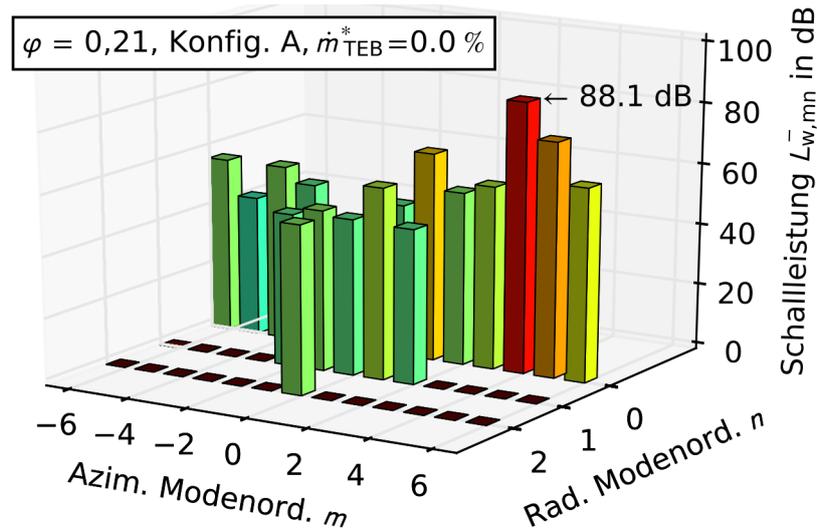


Abbildung 6.8: Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Wie schon bei der Azimutalmodenanalyse, sieht man, dass die Ordnungen der ausbreitungsfähigen Moden (m, n) mit der Theorie übereinstimmen, siehe Abbildung 3.13. So enthält, wie von der Theorie vorhergesagt, die Azimutalmode der Ordnung $m = 4$ nur eine radiale Mode der Ordnung $n = 0$.

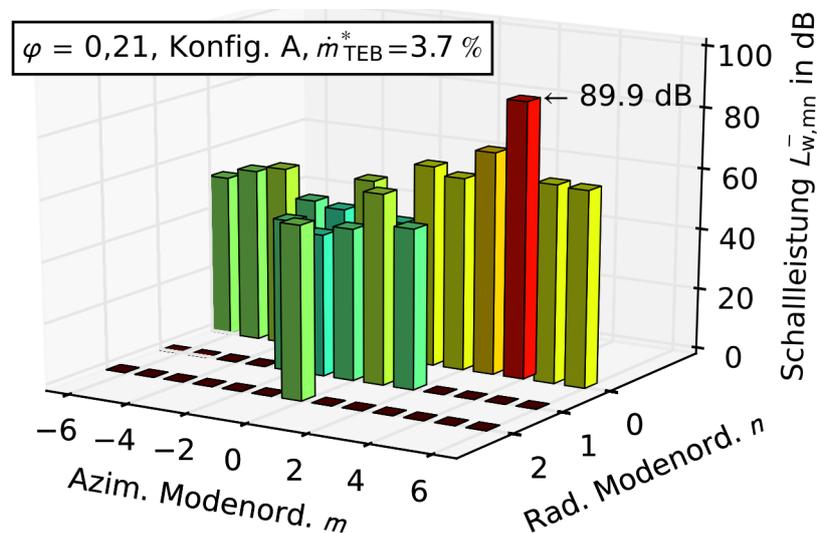


Abbildung 6.9: Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Analog zu den bisher vorgestellten Ergebnissen sieht man als Ergebnis der vollständigen Modenzerlegung für die Konfiguration A in den Abbildungen 6.8 und 6.9 ein Ansteigen des Pegels der dominanten Mode $(m, n) = (4, 0)$; in diesem Fall um 1,8 dB.

Die Konfiguration B zeichnet sich auch bei der vollständigen Modenanalyse durch ein sehr gutes Ergebnis aus, wie den Abbildungen 6.10 und 6.11 zu entnehmen

ist. Der Pegel der Mode $(4,0)$ wird um 13,9 dB gemindert.

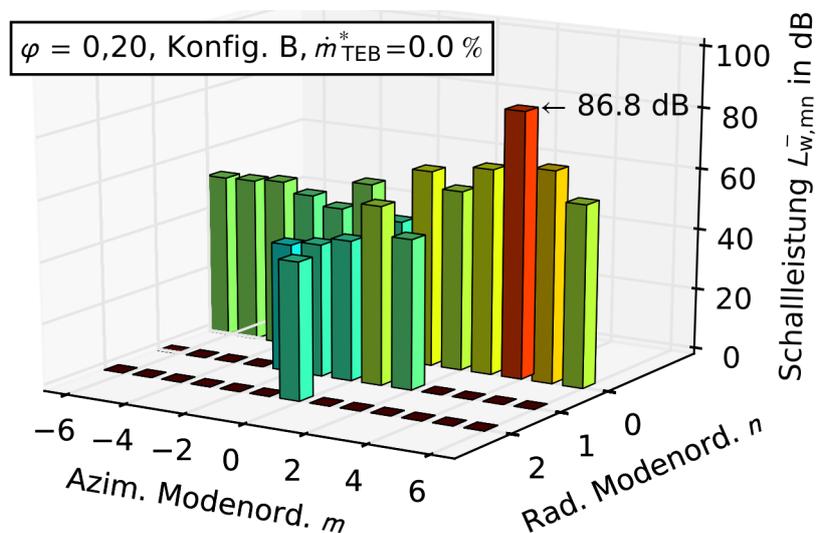


Abbildung 6.10: Schalleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Saugseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

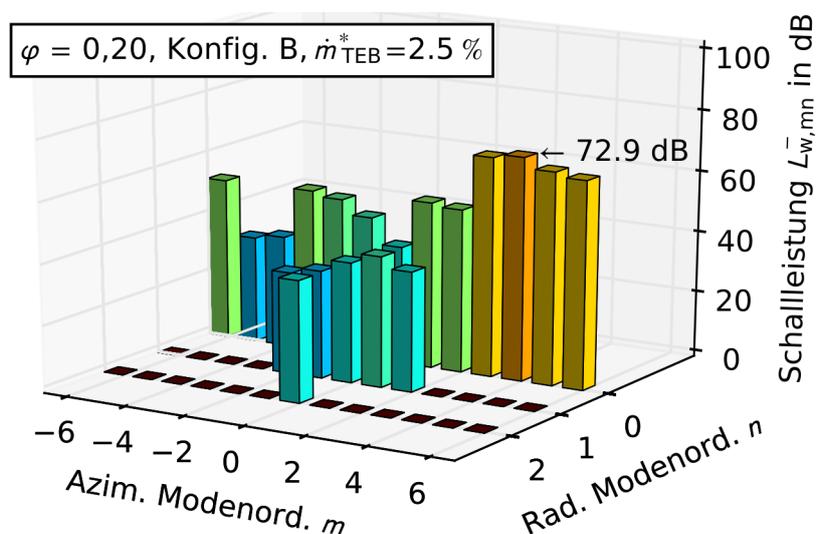


Abbildung 6.11: Schalleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Saugseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Druckseite

Für Konfiguration B konnte die Schallfeldzerlegung auch auf der Druckseite durchgeführt werden. Die dominante Mode $(4,0)$ ist aus den in Zusammenhang mit Abbildung 6.7 gemachten Schlussfolgerungen schwächer als auf der Saugseite. Es werden die Pegel $L_{w,mn}^+$ des sich in Strömungsrichtung ausbreitenden Schallfeldes betrachtet. Mit aktiver Beeinflussung kann der Pegel der dominanten Mo-

de auf der Druckseite um 5,7 dB gemindert werden.

Für die Konfiguration A liegen keine Akustikdaten auf der Druckseite vor.

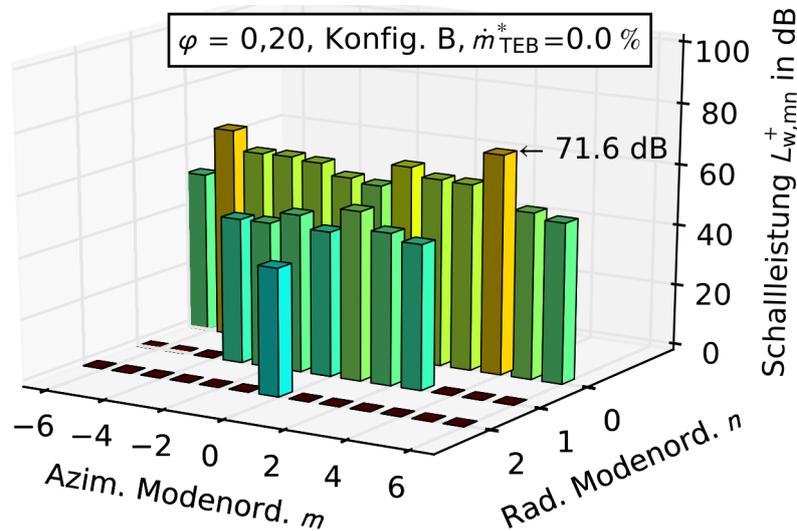


Abbildung 6.12: Schalleistungspegel $L_{w,mn}^+$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

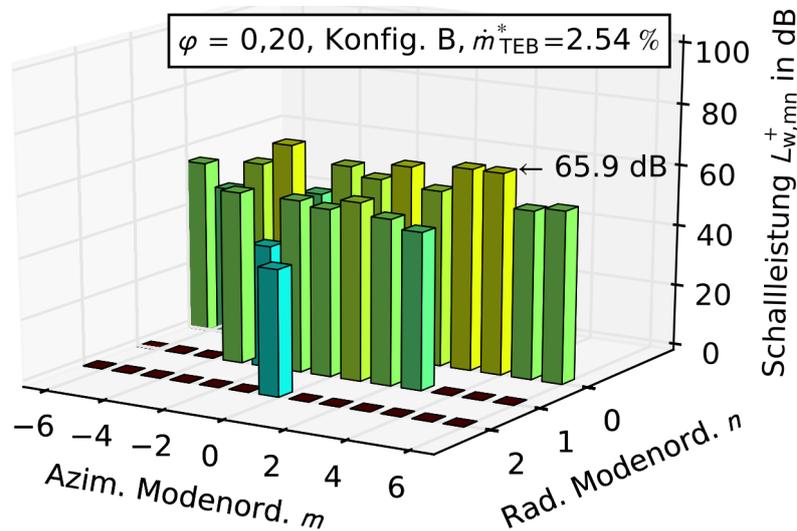


Abbildung 6.13: Schalleistungspegel $L_{w,mn}^+$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Der Fokus der Betrachtungen der Modenzerlegung lag weitestgehend auf der dominanten Mode $(4, 0)$. Die anderen Moden tragen jedoch auch zum tatsächlich gehörten Schallfeld bei. Daher werden im nächsten Abschnitt die Gesamtschalleistungen der ersten drei BPF besprochen.

6.1.4 Schalleistungen der BPF

Saugseite

Die Schalleistungen der Töne repräsentieren die jeweils zugehörigen summierten Modenpegel der Moden der Ordnung (m, n) . Sie werden in Abhängigkeit des Ausblasmassenstroms dargestellt. Die horizontalen Linien ohne Symbol markieren jeweils den Pegel der betrachteten BPF ohne aktive Beeinflussung, $\dot{m}_{TEB}^* = 0$. Liegen die Pegel für $\dot{m}_{TEB}^* > 0$ unterhalb der entsprechenden Linie, wurde der jeweilige Ton gemindert. Liegen die Pegel darüber, ist der Ton lauter geworden. Neu bei den Betrachtungen ist, dass auch die 1. und 3. BPF mit einbezogen werden.

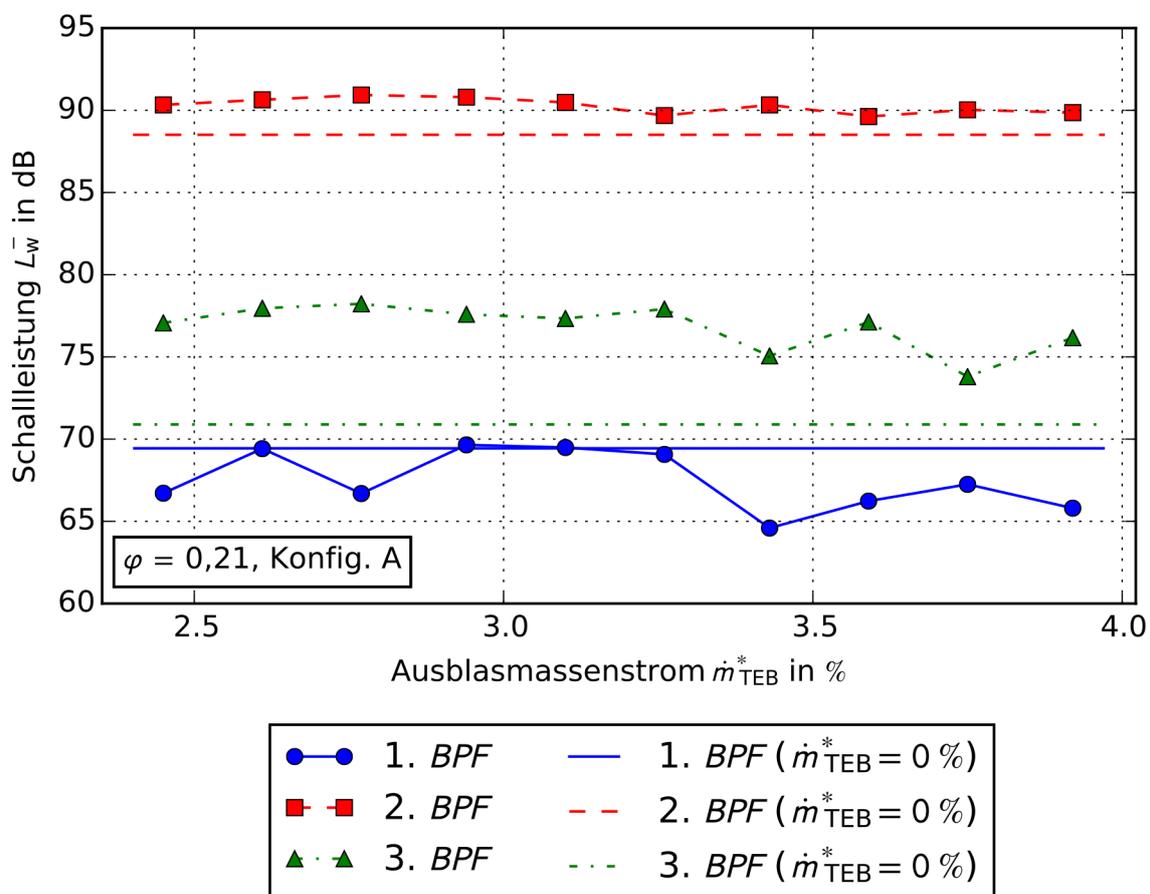


Abbildung 6.14: Schalleistungspegel L_w^- gebildet aus den Pegeln der (m, n) -Moden für die ersten drei BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* , $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Für Konfiguration A ergibt sich für die 2. BPF das schon gewohnte Bild. Die Pegel des Tons liegen für alle hier betrachteten Ausblasmassenströme über der „Nulllinie“. Die Erhöhung beträgt ca. 2 dB. Es lässt sich weiter kein Trend ablesen. Die angeregte Mode für die 1. BPF ist nicht ausbreitungsfähig. Daher sind die Pegel der 1. BPF am geringsten. Für einige Ausblasmassenströme lässt sich jedoch eine Minderung von bis zu 5 dB ablesen; allerdings ohne erkennbaren Trend. Dieses

recht inhomogene Verhalten deckt sich mit den gemachten Aussagen zur Azimutalmodenanalyse an der 1. BPF in Abschnitt 6.1.2. Die von der Rotor-Stator-Anordnung angeregte Mode bei dieser Frequenz wird von der Kanalgeometrie gedämpft.

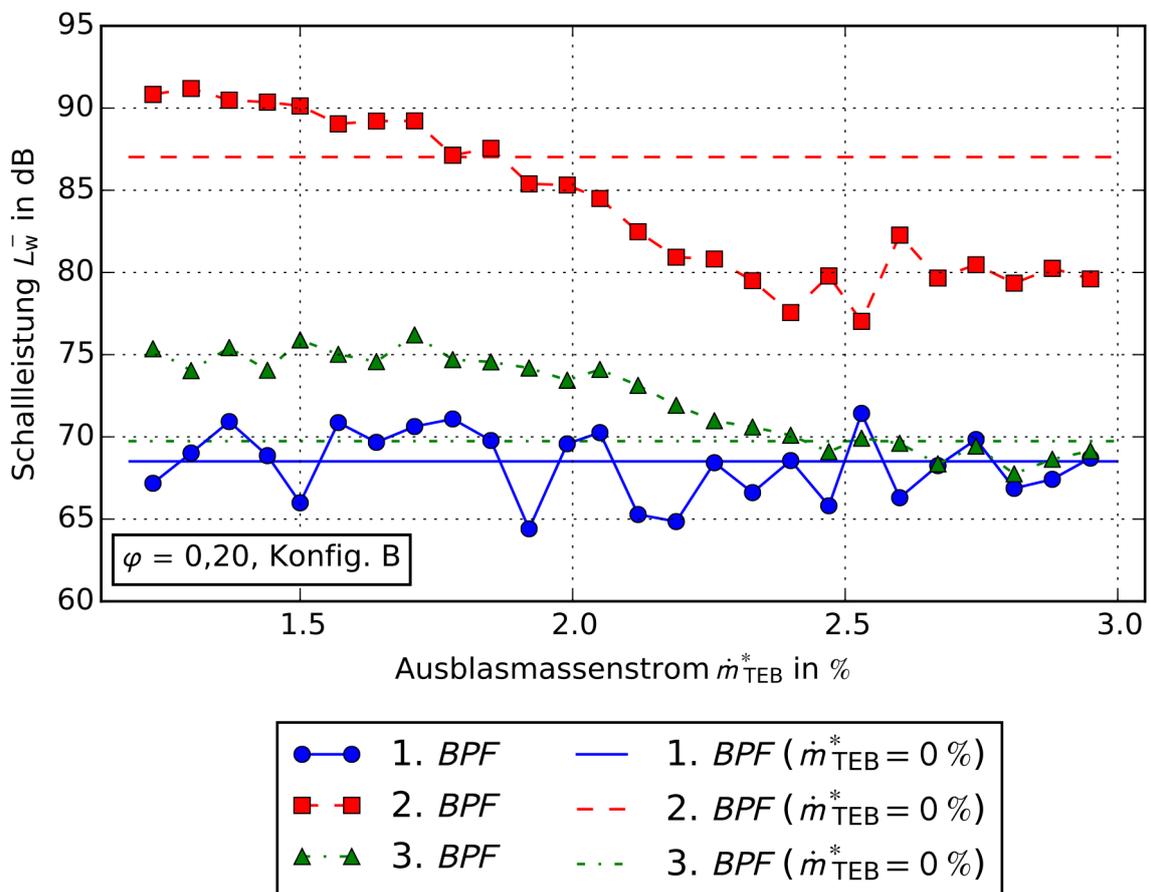


Abbildung 6.15: Schalleistungspegel L_w^- gebildet aus den Pegeln der (m, n) -Moden für die ersten drei BPF in Abhängigkeit des Ausblasmassenstroms \dot{m}_{TEB}^* , $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Die Pegel der 3. BPF, in grün dargestellt, befinden sich in Abbildung 6.15 zwischen den ersten beiden BPF. Die angeregte Mode an der 3. BPF hat nach Tabelle 3.4 die Ordnung $m = -10$. Sie dreht folglich entgegengesetzt zum Rotor und wird wohl beim Durchlaufen durch den Rotor eher behindert. Mit Ausblasung wird der Pegel im Mittel um > 5 dB erhöht.

Im Gegensatz zur Konfiguration A sind bei der Konfiguration B deutliche Trends zu erkennen. Die Ausgangspegel, ohne Ausblasen, liegen ungefähr auf dem selben Niveau wie bei Konfiguration A. Die Unterschiede können auf den etwas anderen Betriebspunkt zurückgeführt werden.

Der lauteste Ton, die 2. BPF, dist mit angeschaltetem TEB zunächst lauter, nimmt dann aber sukzessive mit steigendem Ausblasmassenstrom ab. Das Minimum liegt bei ungefähr $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5\%$. Die Minderung beträgt dort 9,9 dB.

Für die 3. BPF lässt sich nur eine geringere Minderung beobachten. Das Minimum liegt bei etwas höheren Ausblasmassenströmen. Die Relevanz des Tons ist

allerdings gering gegenüber der 2. *BPF*.

Die 1. *BPF* ist der leiseste Ton und die zugehörige Mode der Ordnung $m = -14$ ist nicht ausbreitungsfähig. Für diesen Ton ist kein Trend zu erkennen. Der Pegel pendelt stattdessen um den Pegel ohne Ausblasen. Die 1. *BPF* spielt wie die 3. *BPF* eine untergeordnete Rolle im Bezug auf den insgesamt abgestrahlten und wahrgenommenen Schall.

Druckseite

Auf der Druckseite wurde nur die Konfiguration B beim optimalen Ausblasmassestrom $\dot{m}_{\text{TEB}}^* = 2,5\%$ vermessen. Die Minderung der Schallleistung des dominanten Tons *2BPF* beträgt $-1,9\text{ dB}$. Die 1. *BPF* wird um 1 dB stärker. Siehe Tabelle 6.2 am Ende des Abschnittes zur Diskussion der Akustik.

Variation des Betriebspunktes und Ausblasmassenstroms auf der Saugseite

Die bisherigen Betrachtungen der Schallleistungen bezogen sich auf die in Tabelle 6.1 genannten Testpunkte. Auf der Suche nach einem akustischen Optimum wurden jedoch zahlreiche Betriebspunkte und Ausblasmassenströme für beide Konfigurationen A und B untersucht, siehe Abschnitt 4.3. Für diese Punkte liegen ebenfalls die Auswertungen der Mikrofonmessungen vor und sollen deshalb noch vorgestellt werden.

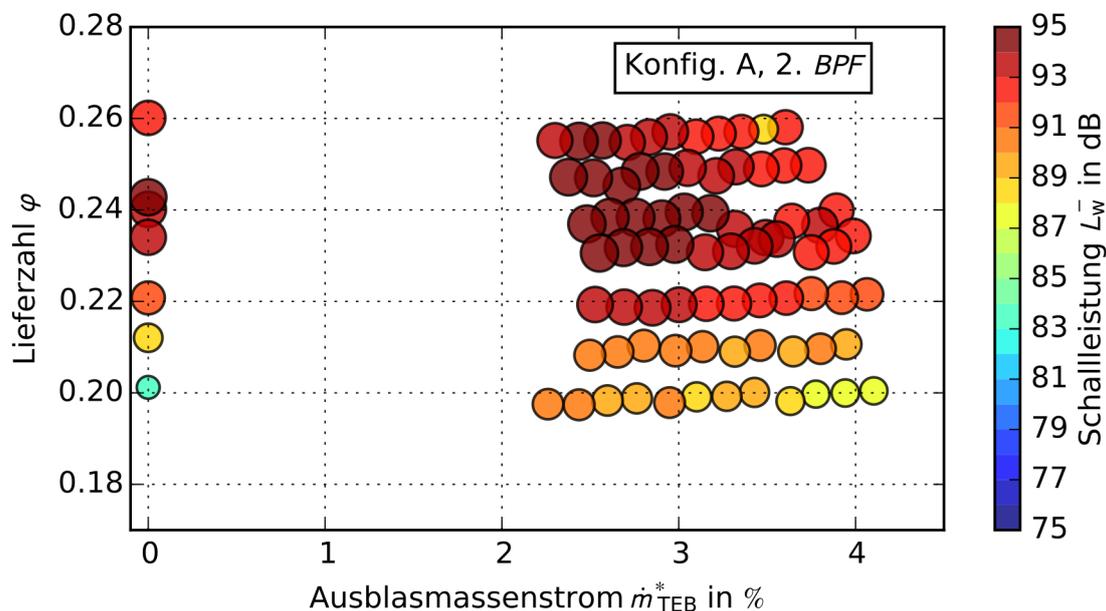


Abbildung 6.16: Schallleistungspegel L_w^- für die 2. *BPF* in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , **Konfiguration A**

Aus Gründen der Übersichtlichkeit und Relevanz beschränken sich die folgenden Betrachtungen auf die Schallleistungen des dominanten Tons, der 2. *BPF*, auf der Saugseite. Die 2. *BPF* wird in Abhängigkeit von Lieferzahl φ und Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* dargestellt. Im noch kommenden Abschnitt 6.3 zum Einfluss der

Strömungsqualität auf die Ergebnisse wird zudem nochmals darauf eingegangen, warum eine Betrachtung der 1. und 3. *BPF* problematisch sein kann, wenn es um die Bewertung der Ergebnisse geht.

Die Schalleistungspegel der dominanten 2. *BPF* für Konfiguration A und B sind in den Abbildungen 6.16 und 6.17 abgebildet. Die Größe der Pegel ist einerseits durch die Farbe und andererseits, als zusätzliche Information, durch die Größe der Kreise wiedergegeben. Je größer der Kreis, desto größer der Pegel an diesem Punkt. Ganz links in den Abbildungen sind jeweils die Pegel des unbeeinflussten Falls mit $\dot{m}_{\text{TEB}}^* = 0\%$ am zugehörigen Betriebspunkt zu finden.

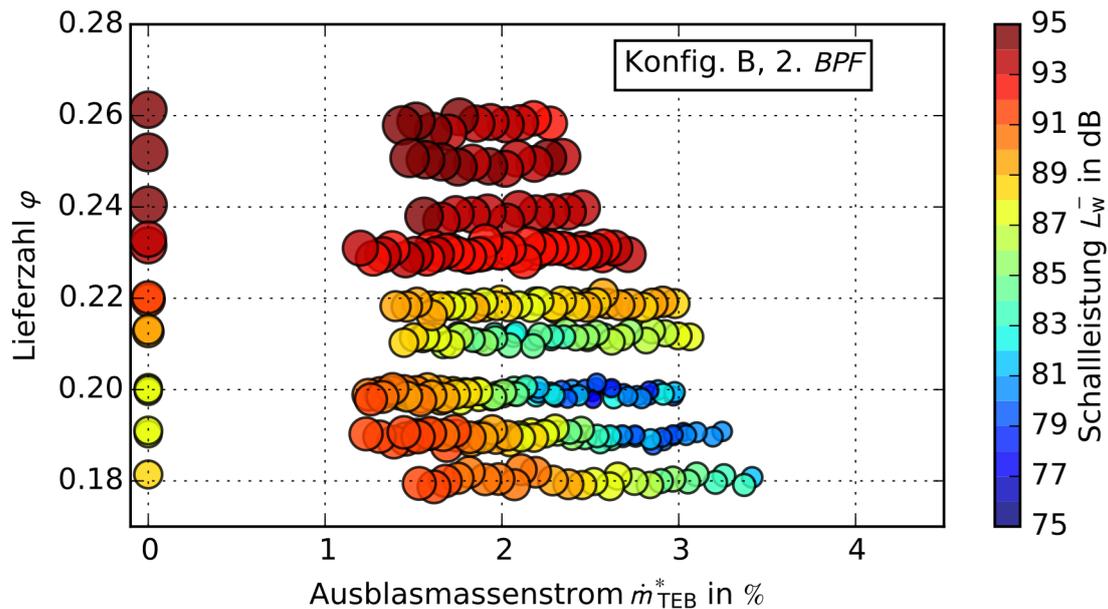


Abbildung 6.17: Schalleistungspegel L_w^- für die 2. *BPF* in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , **Konfiguration B**

Die Ergebnisse für Konfiguration A in Abbildung 6.16 zeigen die Abhängigkeit des Schalleistungspegels vom Betriebspunkt. Je größer die Lieferzahl, desto größer der Pegel. Außerdem konnte ein Zusammenhang zwischen Pegel und Ausblasmassenstrom gefunden werden. Für Konfiguration A ändern sich die Pegel nur sehr wenig mit steigendem Ausblasmassenstrom. Die größten Änderungen sind abseits des Auslegungspunktes für Lieferzahlen $\varphi \geq 0,23$ zu finden. Des Weiteren scheint der Punkt ($\varphi = 0,20$, $\dot{m}_{\text{TEB}}^* = 0$) ein Ausreißer nach unten zu sein. Später wird dies nochmals aufgegriffen.

Für Konfiguration B konnte, neben dem schon zuvor besprochenen Optimum für Ausblasmassenstrom und Betriebspunkt aus Tabelle 6.1, ein ganzes Gebiet an Ausblasmassenströmen und Lieferzahlen gefunden werden, in denen der dominante Ton gemindert wird. Für Konfiguration A konnte im untersuchten Parameterfeld kein solches Gebiet identifiziert werden.

Um dies nochmals zu verdeutlichen und einen besseren Vergleich zwischen den Konfigurationen zu ermöglichen, werden die Differenzen der Schalleistungspegel zwischen beeinflusstem und unbeeinflusstem Fall für die 2. *BPF* gebildet. Dies wird für jeden Betriebspunkt einzeln gemacht, da sich der Pegel auch in Abhän-

gigkeit des Betriebspunktes ändert. Die Bildung der Differenz-Schalleistungspegel ΔL_w^- werden entsprechend nach Formel 6.1 gebildet.

$$\Delta L_w^- = L_w^-(\dot{m}_{TEB}^*) - L_w^-(\dot{m}_{TEB}^* = 0 \%) \text{ für } \varphi = \text{const.} \quad (6.1)$$

Ist $\Delta L_w^- < 0$ dB, so handelt es sich um eine Minderung des Pegels; ist $\Delta L_w^- > 0$ dB, so handelt es sich um eine Vergrößerung des Pegels.

Die Differenzpegel werden wieder als Kreise verschiedener Farbe und Größe dargestellt, jedoch mit anderer Farbkodierung. Je größer der Kreis, desto größer der Betrag der Änderung. Das Vorzeichen wird durch die Farbe bestimmt. Je dunkler das Blau, desto größer die Minderung und je dunkler das Rot, desto stärker die Erhöhung der Pegel. Ein großer blauer Kreis bedeutet demnach eine große Minderung, ein großer roter Kreis eine große Verstärkung des Pegels. Je kleiner und heller der Kreis, desto geringer die Änderung durch die Ausblasung. Die Farbskala ist zudem symmetrisch gewählt und wird durch den größten Betrag eines Deltapegels festgelegt. Damit liegen Punkte ohne Pegeländerung, $\Delta L_w^- = 0$, genau bei der Farbe Weiß.

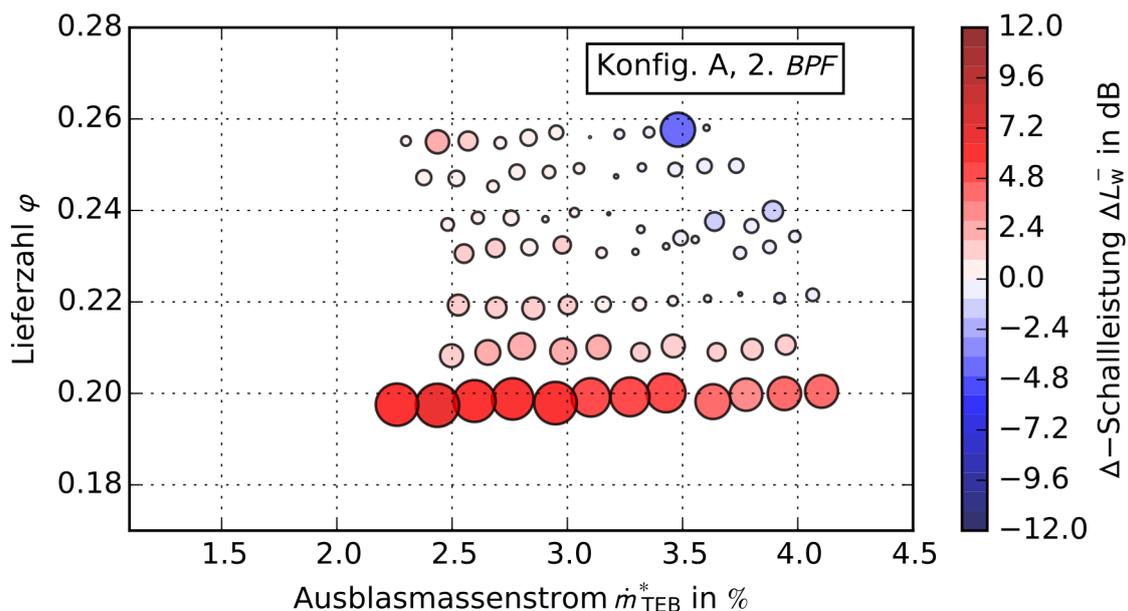


Abbildung 6.18: Differenz-Schalleistungspegel ΔL_w^- bezogen auf L_w^- bei $\dot{m}_{TEB}^* = 0 \%$ für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , **Konfiguration A**

Mit Hilfe der Darstellung der Differenzpegel sieht man für Konfiguration A für den größten Anteil des Parameterfeldes nur wenig Änderung im Pegel. Trends oder gar Gebiete ausgeprägter Pegeländerung sind nicht zu erkennen. Der größere blaue Kreis bei $\varphi = 0,26$ und $\dot{m}_{TEB}^* = 3,4 \%$ wird als Ausreißer betrachtet. Auffällig ist die relativ starke Pegelerhöhung für $\varphi = 0,20$. Ein paar Absätze vorher, bei den absoluten Schalleistungspegeln in Abbildung 6.16, wurde schon darauf aufmerksam gemacht, dass der Schalleistungspegel ohne Ausblasen bei diesem Betriebspunkt zu niedrig zu sein scheint. Da er als Bezug für

die Delta-Berechnung verwendet wird, werden alle Deltapegel mit Beeinflussung entsprechend groß. Um diese Ausreißer und Stabilität des Schallfeldes näher zu untersuchen, wurden Reproduzierbarkeitsmessungen durchgeführt. Diese Untersuchungen werden erst am Schluss dieses Kapitels im Abschnitt 6.3 über den Einfluss der Strömungsqualität vorgestellt.

Zusammenfassend kann für Konfiguration A kein Gebiet im Parameterfeld ausgemacht werden, bei dem der dominante Ton positiv beeinflusst wird.

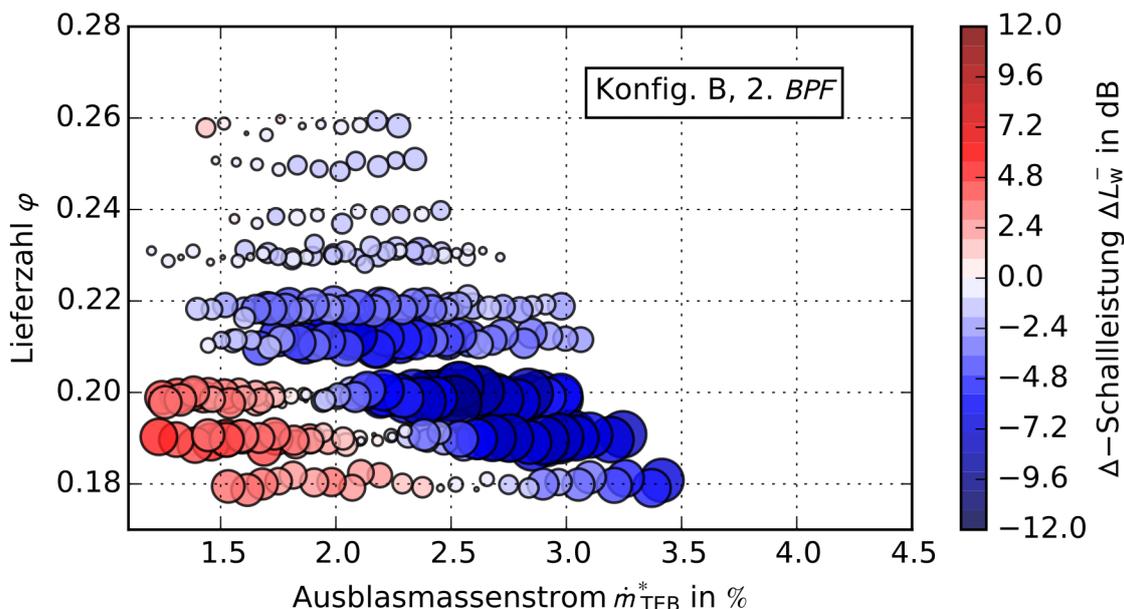


Abbildung 6.19: Differenz-Schallleistungspegel ΔL_w^- bezogen auf L_w^- bei $\dot{m}_{TEB}^* = 0\%$ für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , **Konfiguration B**

Die zuvor gemachten Aussagen für Konfiguration B werden von der Darstellung der Deltapegel in Abbildung 6.19 bekräftigt. Es kann für einen Großteil des untersuchten Parameterfeldes eine Minderung des dominanten Tons gefunden werden. Es liegen zudem redundante Datensätze vor und es kann ausgeschlossen werden, dass Messfehler hierfür verantwortlich sind. Darüber hinaus konnte der Versuch auch mehrfach live im Labor hörbar gemacht werden.

Weiter findet sich das Optimum bei etwas kleineren Lieferzahlen als die Auslegungslieferzahl $\varphi = 0,21$, d.h. bei etwas höherer Druckumsetzung. Hierzu sei auf das Kennfeld in Abbildung 3.11 verwiesen. Man kann zudem auch feststellen, dass der optimale Ausblasmassenstrom abhängig von der Lieferzahl ist. Je stärker die Druckumsetzung bzw. je kleiner die Lieferzahl, desto größer ist der benötigte Ausblasmassenstrom. Die maximale Minderung der Schallleistung der 2. BPF beträgt 9,9 dB für $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5\%$ und $\varphi = 0,20$.

Zusammenfassung der Ergebnisse

Tabelle 6.2 fasst die wichtigsten Ergebnisse der Akustikmessungen von Konfigu-

ration A und B zusammen. Ein negatives Vorzeichen entspricht einer Pegelmin-
derung, umgekehrt entspricht das Pluszeichen einer Pegelerhöhung. Zusätzlich
sind noch die Ergebnisse für die kleinere Drehzahl $U = 2500 \text{min}^{-1}$ in der Tabelle
mit angegeben. Die Methode funktioniert auch bei dieser Drehzahl.

Konf.	Drehzahl	Saugseite			Druckseite		\dot{m}_{TEB}^*	φ
		ΔL_{w}^-			ΔL_{w}^+			
		1. BPF	2. BPF	3. BPF	1. BPF	2. BPF		
A	$3200 \frac{1}{\text{min}}$	-2,2 dB	+1,5 dB	+2,9 dB	x	x	3,7 %	0,21
B		+2,5 dB	-9,9 dB	0 dB	+1.0 dB	-1,9 dB	2,5 %	0,20
A	$2500 \frac{1}{\text{min}}$	+1,2 dB	+3,5 dB	-0,1 dB	x	x	3,7 %	0,21
B		-2,9 dB	-6 dB	+1,5 dB	x	x	2,5 %	0,20

Tabelle 6.2: Änderung der Schalleistungspegel auf Saug- und Druckseite

Im nun folgenden Abschnitt soll anhand der Strömung hinter dem TEB-Rotor
die Frage geklärt werden, warum Konfiguration B sehr viel besser funktioniert
als Konfiguration A.

6.2 Diskussion der Strömung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Hitzdrahtmessungen hinter dem Rotor
vorgestellt. Der Betriebspunkt und der eingestellte Ausblasmassenstrom sind da-
bei identisch zu den Akustikmessungen gewählt, siehe Tabelle 6.1.

Zunächst werden gemittelten Geschwindigkeiten in allen drei Raumrichtungen
betrachtet, gefolgt von der Betrachtung der Turbulenz und den Frequenzanteilen
der Strömung.

6.2.1 Gemittelte Geschwindigkeiten

In Abschnitt 5.1.2 wurden verschiedene Darstellungsmöglichkeiten der gemittel-
ten Geschwindigkeiten bereits vorgestellt, welche hier verwendet werden.

In der folgenden Diskussion werden zunächst anhand der Strömungsfelder allge-
meine Anmerkungen zur Strömung hinter dem Rotor gemacht. Danach sollen die
Unterschiede zwischen den Konfigurationen mit und ohne Ausblasen beleuchtet
werden.

Passagengemittelte Geschwindigkeiten

Die Abbildungen 6.20 bis 6.25 zeigen die normierten, phasen- und passagenge-
mittelten Geschwindigkeiten hinter dem Rotor für alle drei Raumrichtungen im
prüfstandsfestem Koordinatensystem. Die schwarzen Kreisbögen oben und un-
ten markieren jeweils die Positionen von Gehäusewand (oben) und Nabenkörper
des Rotors (unten). Der Mittelpunkt des Sondenkopfes wurde bis jeweils ca. 2,5

mm an die Wandkonturen herangefahren. In den weißen Bereichen über- und unterhalb der Wandkonturen liegen dementsprechend keine Messdaten vor. Links ist jeweils die unbeeinflusste Strömung und rechts der Fall mit aktiver Ausblasung zu sehen. Die betrachtete Konfiguration ist den Abbildungsbeschriftungen zu entnehmen. In den Bildern lassen sich wesentliche Merkmale der Strömung hinter einem Rotor erkennen, die zunächst erläutert werden sollen. In allen drei Geschwindigkeitskomponenten ist der Nachlauf klar zu erkennen. Ziel der Ausblasung sollte im Optimalfall sein, die Nachlaufströmung der umgebenen Passagenströmung anzupassen, so dass im Idealfall kein Gradient mehr zwischen diesen beiden Bereichen besteht.

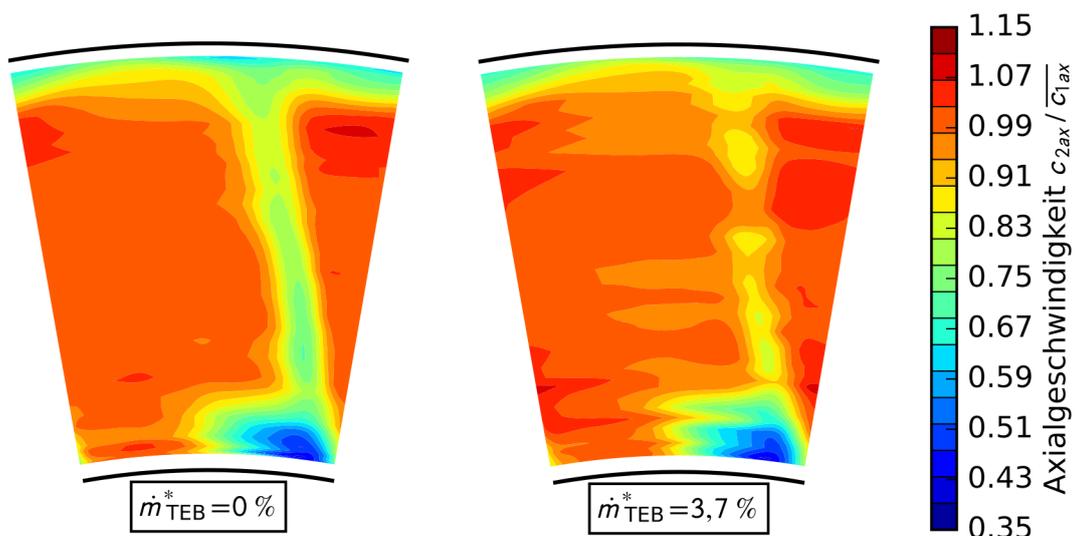


Abbildung 6.20: Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Die axiale Komponente der Geschwindigkeit, Abbildungen 6.20 und 6.21, ist durch eine geringere Geschwindigkeit im Nachlauf als in der Passagenströmung gekennzeichnet. Die Verzögerung der Strömung ist auf die Reibung an der Rotorschaukeloberfläche zurückzuführen. Der selbe Effekt führt bei der Umfangskomponente der Strömung dazu, dass die Umfangskomponente, Abbildungen 6.22 und 6.23, im Nachlauf größer ist als in der Passagendurchströmung, da die Reibung an den Rotorschaukeloberflächen die Strömung in Umfangsrichtung beschleunigt. Der Teil der Strömung, der nur die Passage durchströmt, wird auch in Umfangsrichtung beschleunigt, jedoch nicht so stark, wie das Fluid an den Schaukeloberflächen. Wenn man sich den rotierenden Rotor vorstellt, so wird auch klar, dass die Umfangskomponente der Strömung durch das Ausblasen in den Nachlauf verringert wird und sich damit der Strömung in der Passage angleicht. Vereinfacht kann man sagen, dass die Ausblasung in Umfangsrichtung entgegen gesetzt der Rotationsrichtung des Rotors gerichtet ist.

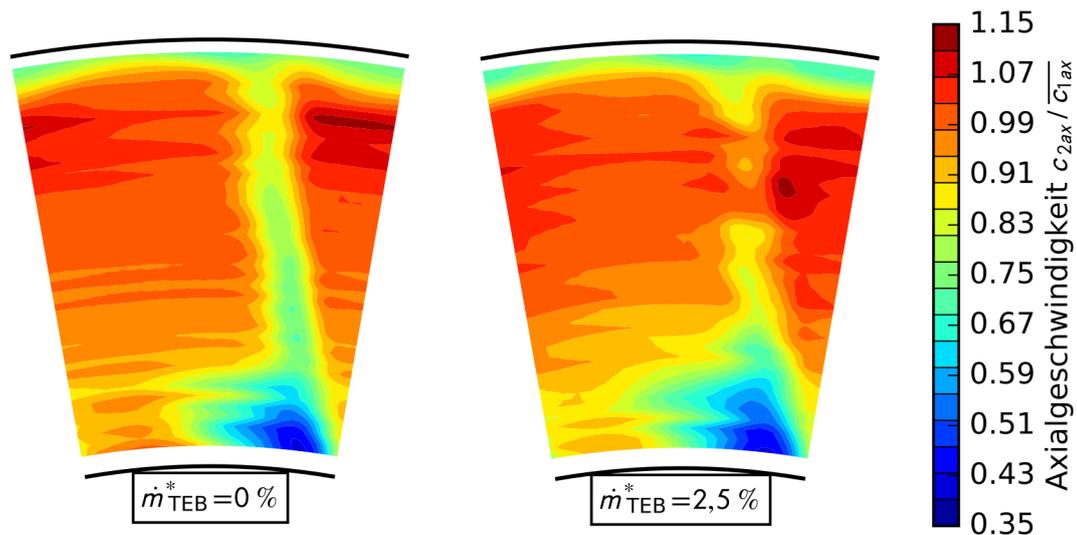


Abbildung 6.21: Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Die Nachläufe der radialen Geschwindigkeitskomponente, Abbildungen 6.24 und 6.25, sind durch eine Strömung nach außen, Richtung Gehäusewand, gekennzeichnet. Durch die in Umfangsrichtung beschleunigte Strömung entsteht ein Druckgradient in radialer Richtung. Diese Strömung wird als Radial-Sekundärströmung bezeichnet, vgl. Abbildung 2.3 in Abschnitt 2.1.2. Wie schon für die Umfangskomponente beschrieben, wird die Grenzschichtströmung stärker in Umfangsrichtung beschleunigt. Durch die stärkere Beschleunigung der Grenzschichtströmung ist dort auch die Fliehkraft am größten. Die Nachlaufströmung besitzt eine stärkere radiale Komponente als die Passagenströmung. Durch das Absenken der Größe der Umfangskomponente durch Ausblasen nimmt demnach ebenfalls die radiale Komponente ab.

Neben dem Nachlauf sind die Fußabdrücke des Spaltwirbels im Gehäusebereich und des Eckenwirbels im Nabebereich zu erkennen. Der Spaltwirbel ist dabei besonders gut in den Abbildungen 6.22 bis 6.25 zu erkennen, da er sich durch eine erhöhte radiale und tangentielle Komponente auszeichnet. In der axialen Komponente, Abbildungen 6.20 und 6.21, ist der Spaltwirbel dagegen nicht so deutlich zu erkennen. Man erkennt lediglich eine Aufdickung der Gehäusegrenzschicht in dem Bereich des Spaltwirbels. Im Nabebereich kann man die Überlagerung von Eckenwirbel, Eckenablösung und Querkanalströmung von Druckseite zu Saugseite nabenseitig erkennen. Die Überlagerung führt insgesamt zu verkleinerter Axialgeschwindigkeit und erhöhter Umfangskomponente.

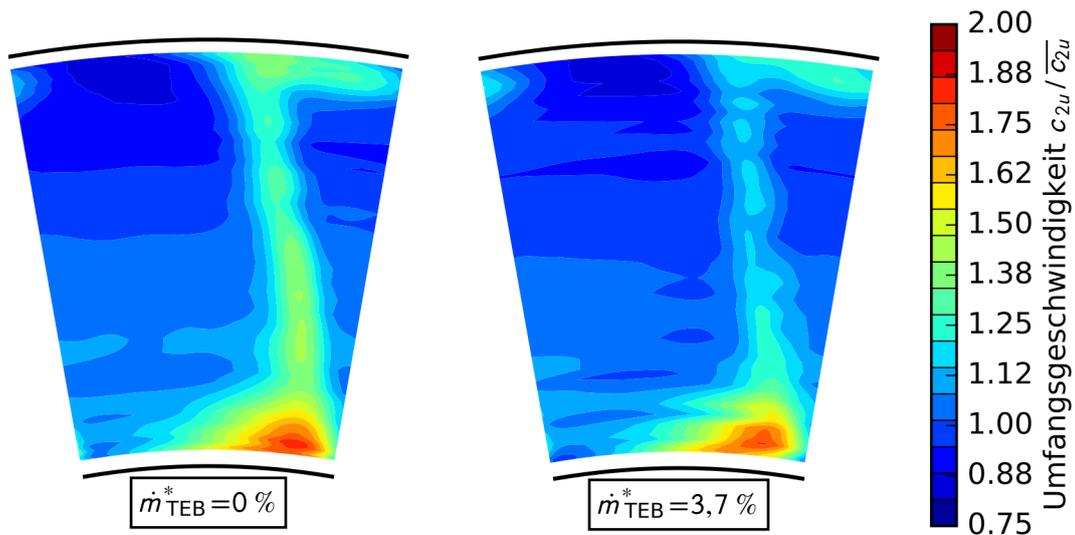


Abbildung 6.22: Normierte Umfangsgeschwindigkeit $c_{2u}/\overline{c_{2u}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

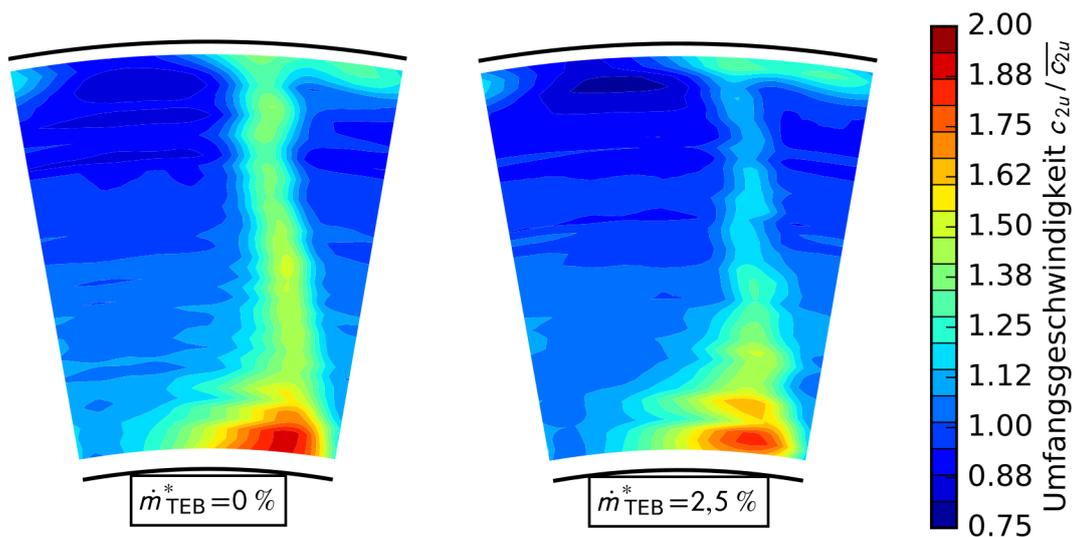


Abbildung 6.23: Normierte Umfangsgeschwindigkeit $c_{2u}/\overline{c_{2u}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Die beschriebenen Sekundärströmungen sind komplex, dreidimensional, sie überlagern sich und sind somit auch nicht unabhängig voneinander. Die Hitzdrahtsonden können die Sekundärströmungen nur bedingt voneinander trennen. Lediglich die Richtungsempfindlichkeit der verschiedenen Sondentypen ermöglicht dies teilweise. Gemessen werden immer alle Sekundärströmungen, die den Messort durchströmen. Da die Nachlaufdüse eine relativ dominante und näherungsweise zweidimensionale Sekundärströmung ist, lässt sie sich messtechnisch mit den Hitzdrähten sehr gut erfassen.

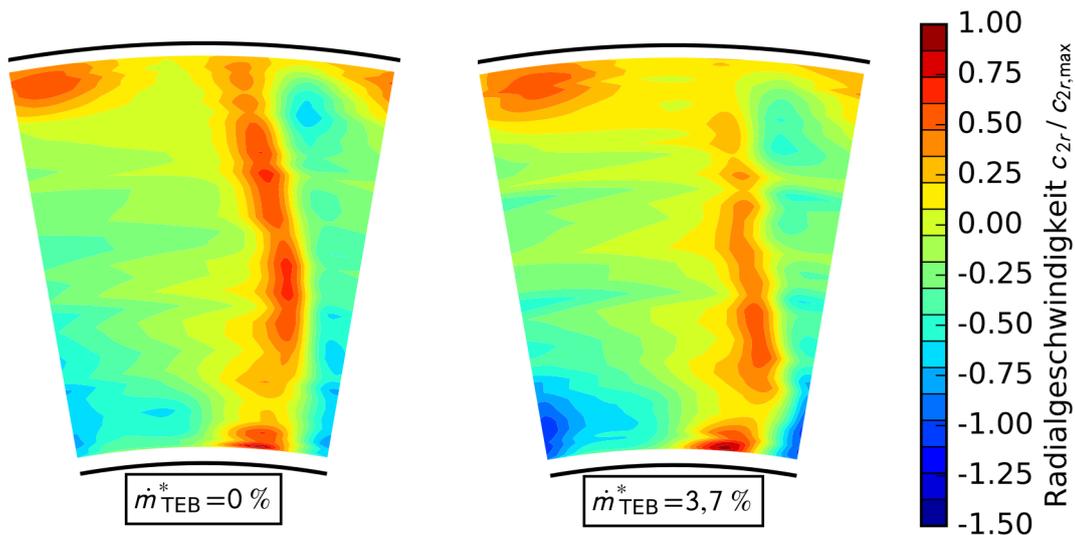


Abbildung 6.24: Normierte Radialgeschwindigkeit $c_{2r}/c_{2r,max}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

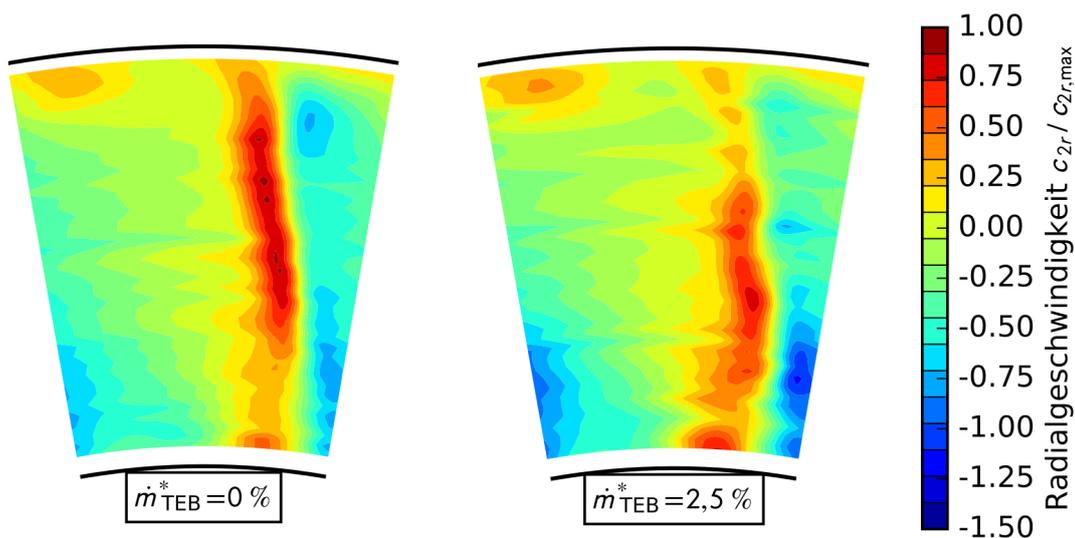


Abbildung 6.25: Normierte Radialgeschwindigkeit $c_{2r}/c_{2r,max}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Mit aktiver Ausblasung erkennt man in allen drei Richtungskomponenten eine Änderung der Strömung hinter dem Rotor. Der Nachlauf spielt dabei für den tonalen Lärm eine wichtige Rolle, da er ein relativ diskretes Phänomen darstellt. Aber auch die periodisch umlaufenden Sekundärströmungen, insbesondere der Spaltwirbel, tragen zum tonalen RSI-Lärm bei.

Wie erwünscht wird die axiale Geschwindigkeit im Nachlauf durch den zusätzlichen Impuls erhöht, Abbildungen 6.20 und 6.21. Die Umfangsgeschwindigkeit wird im Nachlauf verringert, Abbildungen 6.22 und 6.23. Die Radial-Sekundärströmung wird durch das Ausblasen ebenfalls abgeschwächt, Abbildungen 6.24 und 6.25. Insgesamt lässt sich zunächst festhalten, dass die Strömung des Nach-

laufs für beide Konfigurationen an die Strömung durch die Passage angenähert, aber nicht komplett ausgeglichen wird. Die Strömung durch die Passage kann näherungsweise als unbeeinflusst betrachtet werden. Weiter lässt sich festhalten, dass ein vollständiges Auffüllen der Nachläufe nicht notwendig ist, um im Falle der Konfiguration B zu einer tonalen Lärminderung zu führen. Dies ist jedoch ein klarer Vorteil der Methode, da nicht vollständiges Auffüllen auch bedeutet, dass weniger Druckluft verwendet werden muss. Außerdem kann so auch unerwünschte breitbandige Pegelerhöhung reduziert werden, da die Ausblasgeschwindigkeiten geringer sind.

An dieser Stelle sei noch mal daran erinnert, dass die Konfigurationen A und B bei aerodynamisch leicht unterschiedlichen Betriebspunkten vermessen wurden. Die Lieferzahl bei Konfiguration B ist etwas geringer als bei Konfiguration A und damit ist die Schaufelbelastung bei Konfiguration B höher. Die höhere Schaufelbelastung, und damit Druckumsetzung, führt zu dickeren Grenzschichten und damit einem breiteren Nachlauf. Des Weiteren ist durch das stärkere Androsseln des Prüfstandes auch die Sekundärströmung im Bereich der Nabe ausgeprägter als bei Konfiguration A. Das Verschließen der nabenseitigen Öffnungen hat nur einen geringen Einfluss auf die Ausprägung dieses Ablösegebietes, da die Ursachen hierfür nicht im Verschließen der Hinterkante zu finden ist.

Weiter ist der Spaltwirbel bei Konfiguration A stärker ausgeprägt. In der axialen Strömungskomponente an einer dickeren Grenzschichtströmung am Gehäuse auszumachen. In der Umfangskomponente und besonders in der Radialkomponente sind ausgeprägtere Spaltwirbel zu erkennen.

Generell ist das Strömungsbild der Konfiguration A besser als das der Konfiguration B. Dies verwundert in sofern wenig, als dass der Betriebspunkt, der zu Konfiguration A gehört, der Auslegungspunkt der Rotor-Stator-Stufe ist. Dies spiegelt sich auch in einem höheren Wirkungsgrad bei dieser Lieferzahl wieder, siehe hierzu das Kennfeld in Abbildung 3.11. Dass die Lärminderung hingegen auch im Auslegungspunkt $\varphi = 0,21$ funktioniert, konnte im Abschnitt 6.1 gezeigt werden. Ursächlich für die Schallminderung ist demzufolge das Schließen der inneren und äußeren Öffnungen und nicht der andere Betriebspunkt. An dem Betriebspunkt $\varphi = 0,20$ konnte hingegen die größte relative Minderung gefunden werden, weswegen dieser Punkt dann aerodynamisch untersucht wurde. Vergleicht man die Strömung der Konfigurationen mit aktiver Ausblasung, so erkennt man ebenfalls die unterschiedlich großen beeinflussten Bereiche durch die verschlossenen Öffnungen. Hierzu sei noch mal an Abbildung 3.10 in Abschnitt 3.2.1 erinnert. Da das Ausblasen nicht nur den Nachlauf, sondern auch Sekundärströmungen beeinflusst, geht der tatsächlich beeinflusste Bereich über den Nachlauf hinaus. Ferner ist zu beachten, dass die in Abbildung 3.10 gezeigten Daten bei sehr geringer Drehzahl, $U = 200^{-1}$, aufgenommen wurden und sich der dadurch beeinflusste Bereich deutlich von dem beeinflussten Bereich bei hohen Drehzahlen unterscheidet.

Betrachtet man alle drei Richtungskomponenten der Geschwindigkeit und stellt die Konfigurationen gegenüber, kann man feststellen, dass die Auffüllung bei Konfiguration A besser ist. Besonders die Nachläufe der Hauptströmungskomponenten, $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$ und $c_{2u}/\overline{c_{2u}}$, werden über den gesamten beeinflussten Be-

reich abgeschwächt und der Passagenströmung angenähert. Für Konfiguration B ist der beeinflusste Bereich nicht nur geringer, der beeinflusste Teil des Nachlaufs ist auch weniger gut aufgefüllt. Die Auffüllung ist zudem weniger homogen. So erkennt man z.B. in der Axialgeschwindigkeit der Konfiguration B einen kleinen Bereich mit überhöhter Geschwindigkeit in axialer Richtung. Dieser Bereich überhöhter Geschwindigkeit ist nicht Teil des Ausblasstrahls, da er sich zu weit neben dem Nachlauf befindet und zugleich der Nachlauf auf selber radialer Höhe aufgefüllt wird. Daher wird dieser Bereich erhöhter Axialgeschwindigkeit auf die Änderung der Sekundärströmung durch das Ausblasen zurückgeführt. Trotz der besseren Auffüllung des Nachlaufs konnte bei Konfiguration A keine signifikante Lärminderung festgestellt werden.

Speziell in der Radialgeschwindigkeit, Abbildungen 6.24 und 6.25, sieht man für beide Konfigurationen durch das Ausblasen eine Änderung der Sekundärströmung im Nabenbereich in Form von sinkender Radialgeschwindigkeit. Nach Abbildung 2.3 handelt es sich vermutlich um den Abdruck des Kanalwirbels. In den gemittelten Geschwindigkeits-Flächenplots kann nach eingehender Betrachtung noch kein Grund gefunden werden, warum Konfiguration B zu einer deutlichen tonalen Lärmreduktion führt und Konfiguration A nicht. Ehe die Schwankungsanteile der Strömung diskutiert werden, sollen noch kurz die umfangsgemittelten Geschwindigkeiten und die Nachläufe an ausgewählten radialen Schnitten besprochen werden.

Umfangsgemittelte Größen

Werden die passagengemittelten Größen für jede radiale Position in Umfangsrichtung gemittelt, erhält man die mittlere Verteilung der betrachteten Größe über den Umfang, die über der dimensionslosen Schaufelhöhe h^* aufgetragen wird.

Dies ist in den Abbildungen 6.26 und 6.27 für die drei normierten Geschwindigkeiten für beide Konfigurationen dargestellt. Die schwarzen Kurven mit den Quadraten stellt die Geschwindigkeitsverteilung ohne und die rote Kurve mit den Kreisen stellt die Geschwindigkeitsverteilung mit Ausblasung dar. Da die Axial- und Umfangsgeschwindigkeit mit der mittleren Geschwindigkeit der jeweiligen Komponente durch die Passage normiert wurden, würde ein vollständiges Auffüllen der Nachläufe zu einem Wert von „1“ führen, da die Geschwindigkeit im Nachlauf dann der Geschwindigkeiten in der Passage entsprechen würde. Da für die Radialgeschwindigkeit eine andere Normierung verwendet wurde, gilt dies dort nicht.

In den beiden linken Grafiken der Konfiguration A kann man sehen, dass sich die Axial- und Umfangsgeschwindigkeit mit Ausblasung dem Wert „1“ nähern, sofern man den Bereich $0,2 < h^* < 0,8$ betrachtet. Zwischen diesen radialen Positionen ist der Nachlauf die dominante Sekundärströmung. Für Bereiche $h^* < 0,2$ und $h^* > 0,8$ dominieren die schon beschriebenen Sekundärströmungseffekte nah an Gehäuse und Nabe.

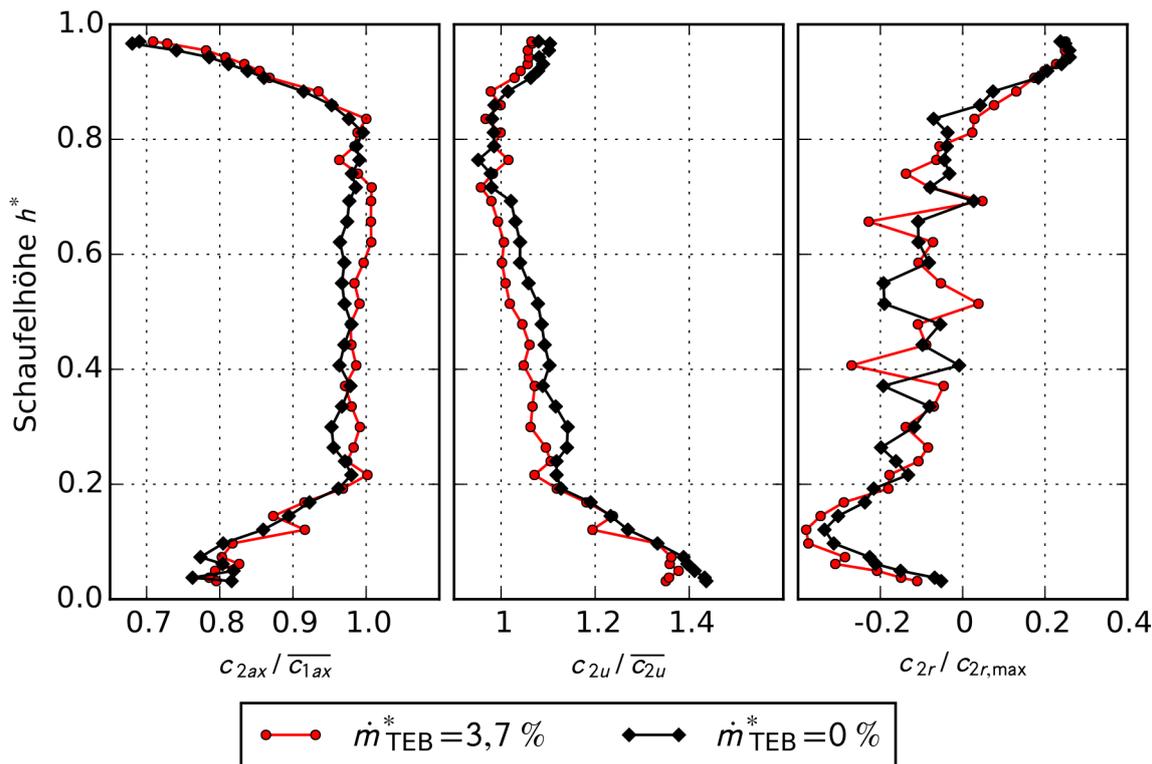


Abbildung 6.26: Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Für Konfiguration B ist der Bereich, wo der Nachlauf dominant ist, nicht so klar eingegrenzt, da der Betriebspunkt abseits des Auslegungspunktes liegt und dadurch die Strömung generell schlechter ist. Im Abschnitt zuvor wurde bereits auf die stärkere Sekundärströmung im Bereich der Nabe eingegangen. Weiter reagiert die Strömung durch die größere Androsselung stärker auf Störungen in der Anströmung, wodurch die Kurven weniger homogen im Verlauf sind.

Rechts in den Abbildungen ist jeweils die Verteilung der umfangsgemittelten Radialgeschwindigkeit dargestellt. Die Kurven mit und ohne Ausblasung sind im Vergleich zur Axial- und Umfangskomponente weniger homogen im Verlauf und sind durch einige Sprünge gekennzeichnet. Diese Komponente reagiert anscheinend empfindlicher auf Störungen in der Anströmung. Wenn Einlaufstörungen den Rotor erreichen, verändern bzw. stören sie die Schaufelumströmung für den Zeitraum weniger Sekunden. Dadurch entstehen vermutlich Druckgradienten in radialer Richtung und es werden zusätzliche radiale Sekundärströmungen erzeugt. Daher wurde der Arbeit der Abschnitt 6.3 hinzugefügt, der sich dieser Thematik nochmals detaillierter annimmt.

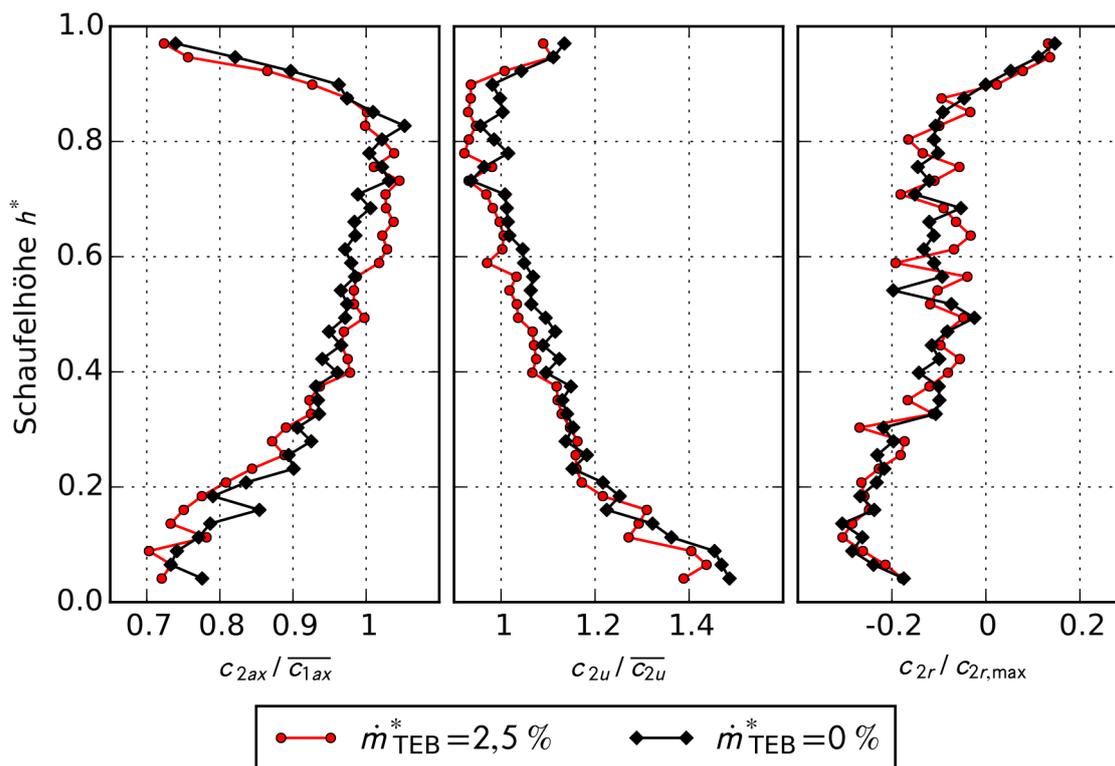


Abbildung 6.27: Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Nachläufe an ausgewählten radialen Positionen

Um einen besseren Eindruck der Auffüllung der Nachläufe zu bekommen, werden in den Abbildungen 6.28 und 6.29 Schnitte des rotorblattgemittelten Strömungsfeldes an drei radialen Positionen über der Umfangsposition dargestellt. Die Umfangsposition läuft von 0° bis 20° und entspricht dem Umfang einer Schaufelpassage. Die verwendeten radialen Schnitte wurden in Abschnitt 5.1.4 in Abbildung 5.9 vorgestellt.

Für alle drei radialen Positionen, Geschwindigkeitskomponenten und Konfigurationen lässt sich eine Reduzierung der Ausprägung der Nachläufe erkennen, wobei sie bei der Radialgeschwindigkeit am geringsten ausfällt. Man sieht deutlich, dass die Strömung durch die Passagen durch die Ausblasung nahezu unbeeinflusst bleibt.

Neben der Abschwächung der Nachläufe wird stellenweise auch die Form und Ausrichtung der beeinflussten Nachläufe leicht geändert. Dies sieht man z.B. für die Konfigurationen A und B in der axialen Komponente für $h^* \approx 0,4$ links oben in beiden Abbildungen 6.28 und 6.29. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Ausblasstrahlen die Nachläufe zum Einen nicht perfekt in ihrer Ausrichtung treffen und zum Anderen nicht die optimale Strahlform besitzen. Dies in Perfektion zu erreichen ist sehr schwierig. Generell werden die Nachläufe indes gut getroffen. Die Auffüllung ist in beiden Konfigurationen an den ausgewählten Schnitten ungefähr gleich gut mit leichten Vorteilen für Konfiguration A an den beiden innersten Positionen $h^* \approx 0,4$ und $h^* = 0,59$. Für die äußerste Position hingegen, $h^* \approx 0,8$, ist die Auffüllung bei Konfiguration B etwas besser. Ein entscheidend-

der Unterschied, der nicht auf die unterschiedlichen Betriebspunkte zurückzuführen ist, ist nicht auszumachen. Die stärkere Ausprägung der Nachläufe bei Konfiguration B ist durch die höhere Schaufelbelastung an diesem Betriebspunkt begründet.

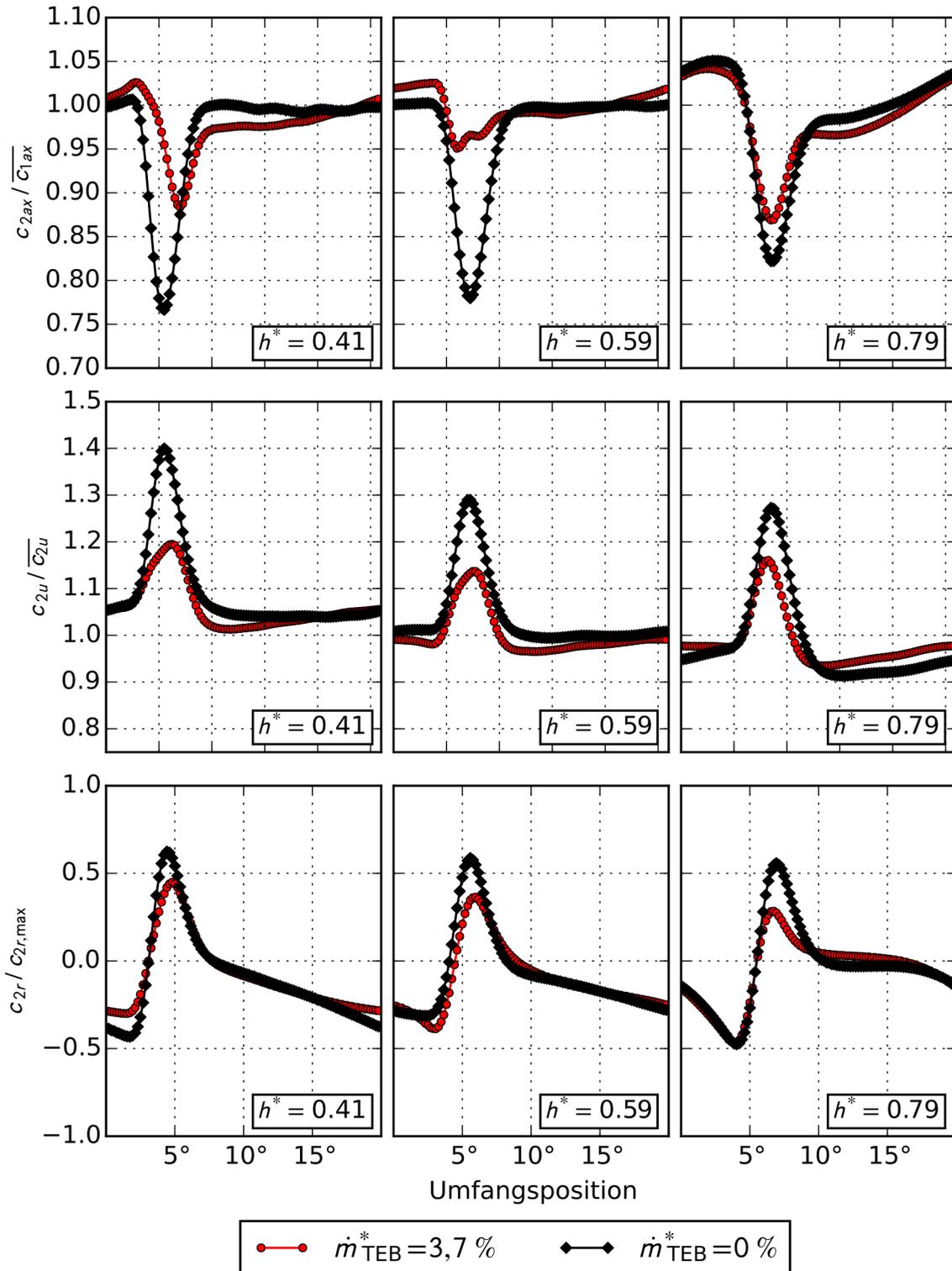


Abbildung 6.28: Nachläufe der Geschwindigkeiten an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0,21$, Konfiguration A

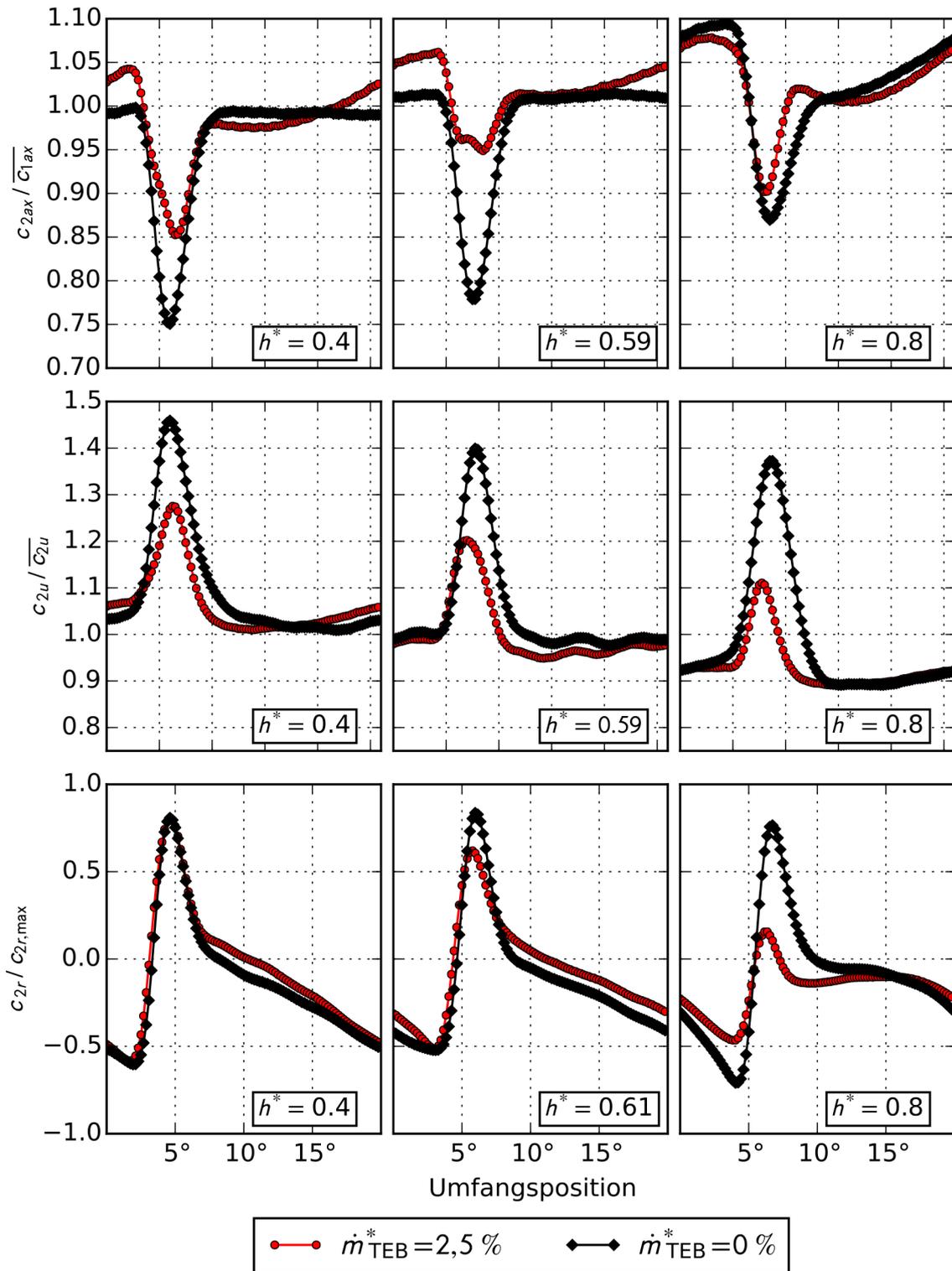


Abbildung 6.29: Nachläufe der Geschwindigkeiten an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B

6.2.2 Turbulenzanalyse

Nach den gemittelten Gleichanteilen der Strömung werden nun die Schwankungsanteile der Strömung diskutiert. Um dies zu tun, wird der Turbulenzgrad Tu der Strömung hinter dem Rotor betrachtet. In Abschnitt 5.1.1 wurde bereits beschrieben, wie der Turbulenzgrad aus den *RMS*-Werten und der mittleren Anströmgeschwindigkeit gebildet wird. Die Darstellungsart erfolgt wieder als gemittelter Flächenplot, als umfangsgemittelter Plot und es werden radiale Schnitte der Turbulenz gezeigt.

Passagengemittelte Größen

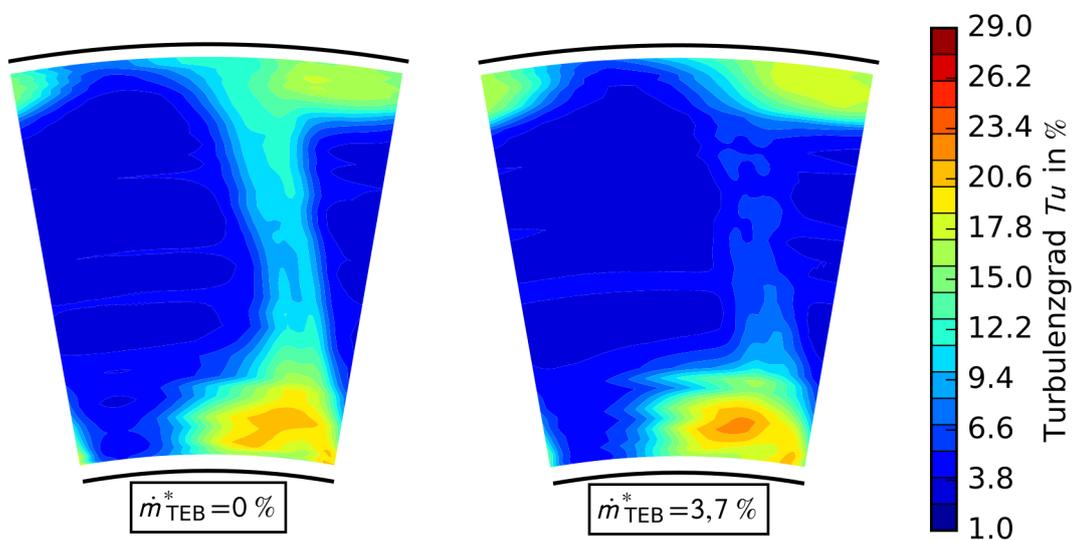


Abbildung 6.30: Turbulenzgrad Tu , links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Ohne aktive Ausblasung lassen sich zunächst wieder die Unterschiede durch die unterschiedlichen Betriebspunkte der Konfigurationen A und B erkennen. Durch die höhere Schaufelbelastung bei Konfiguration B erkennt man zum Einen eine höhere Turbulenz im Nachlauf und zum Anderen im Bereich der Sekundärströmungen im Nabenbereich des Rotors. Weiter erkennt man in beiden Konfigurationen deutliche Fußabdrücke des Blattspitzenwirbels.

Mit angeschaltetem TEB wird der Turbulenzgrad des Nachlaufs bei beiden Konfigurationen sichtlich reduziert. Auch erkennt man beim Vergleich der Konfigurationen A und B die unterschiedlich großen Bereiche der Beeinflussung durch das Ausblasen. Das Auffüllen der Nachläufe macht wie bei den Geschwindigkeiten auch bei Betrachtung der Turbulenz bei Konfiguration A einen vollständigeren Eindruck.

Es lässt sich erahnen, dass bei Konfiguration A das Wachsen des Spaltwirbels durch Ausblasen größer ist. Daher soll am Ende des Abschnitts eine weitere Darstellungsform eingeführt werden, die die Unterschiede zwischen aktiver Ausblasung und keiner Beeinflussung herausheben soll. Doch zunächst werden noch

der Vollständigkeit halber die umfangsgemittelte Turbulenz und der Turbulenzverlauf an drei radialen Schnitten vorgestellt.

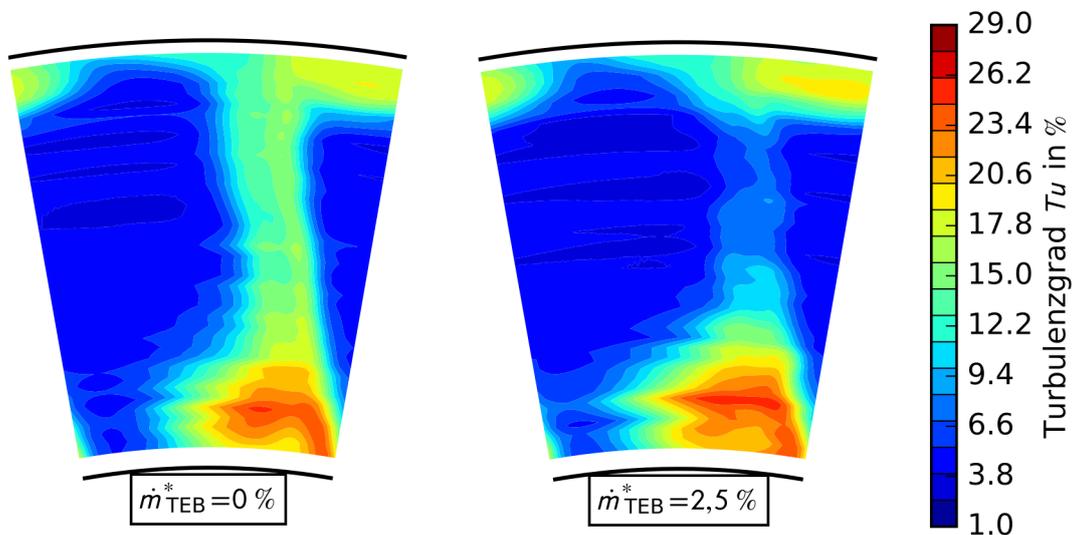


Abbildung 6.31: Turbulenzgrad Tu , links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Umfangsgemittelte Größen

Der insgesamt größere Turbulenzgrad bei Konfiguration B spiegelt sich ebenso in den umfangsgemittelten Darstellungen in den Abbildungen 6.32 und 6.33 wieder.

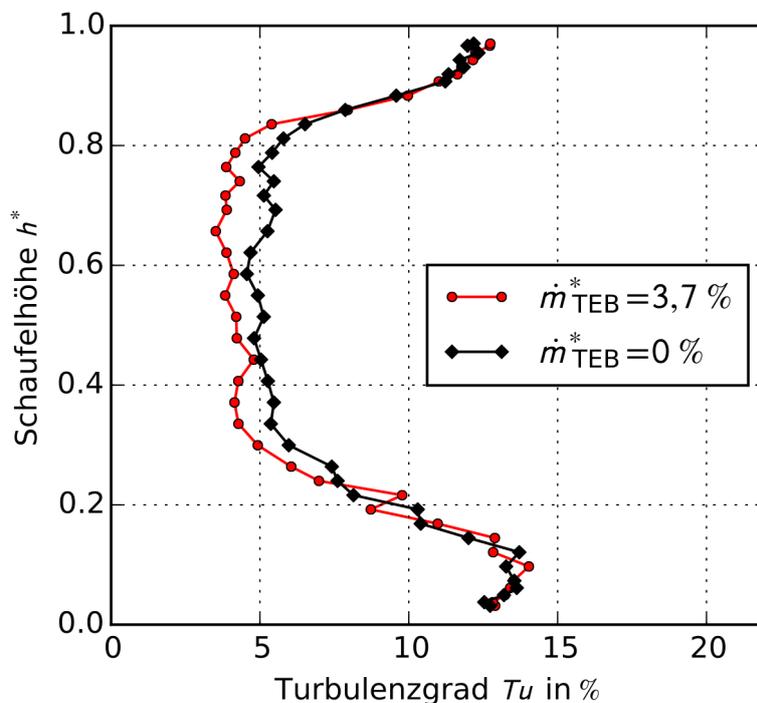


Abbildung 6.32: Umfangsgemittelter Turbulenzgrad Tu , $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Der Turbulenzgrad im Bereich, in dem der Nachlauf die dominante Sekundärströmung darstellt, ist bei Konfiguration B im unbeeinflussten Fall im Mittel ungefähr 2 % höher. Ebenso erkennt man die größere Turbulenz im nabennahen und gehäusenahen Bereich für $h^* < 0,2$ und $h^* > 0,8$.

Im Falle mit Beeinflussung ist die relative Minderung der Turbulenz im Bereich $0,3 < h^* < 0,8$ bei Konfiguration B zwar größer, pendelt sich dann aber ungefähr auf dem Niveau des unbeeinflussten Falls von Konfiguration A bei ca. 5 % ein. Für Konfiguration A wird der Turbulenzgrad in diesem Bereich über den Umfang gemittelt von 5 % auf 4 % gesenkt und liegt damit unter dem Niveau des beeinflussten Falls von Konfiguration B.

Die relative Senkung des Turbulenzgrades im Bereich, wo der der Nachlauf die dominanten Sekundärströmung darstellt, ist im Falle von Konfiguration B größer als bei Konfiguration A. Dies ist jedoch auf den anderen Betriebspunkt zurückzuführen, da bereits gezeigt wurde, dass man auch für den Betriebspunkt der Konfiguration A bei Konfiguration B eine Lärminderung durch TEB finden kann. Die Gebiete mit dominanten Sekundärströmungen und entsprechend hohem Turbulenzgrad an Gehäuse und Nabe bleiben nahezu unverändert auf relativ hohem Niveau.

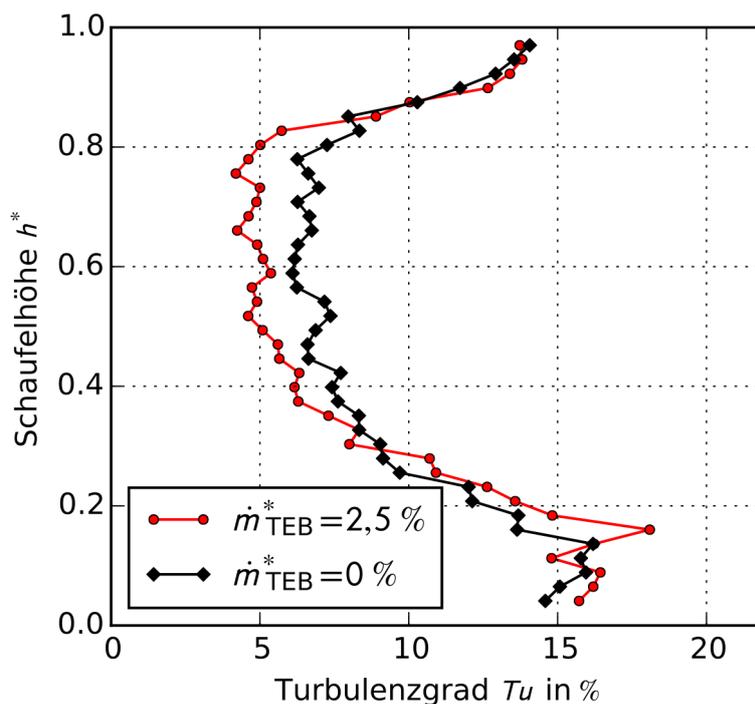


Abbildung 6.33: Umfangsgemittelter Turbulenzgrad Tu , $\varphi = 0,20$, Konfiguration B

Nachläufe an ausgesuchten radialen Positionen

In den Turbulenzverläufen in Umfangsrichtung an drei radialen Schnitten werden die bisherigen Aussagen nochmals bestätigt. Der Turbulenzgrad der Nachläufe des unbeeinflussten Falls ist bei Konfiguration B größer und die Minderung mit Beeinflussung besser als bei Konfiguration A. In den Nachläufen lassen sich

darüber hinaus die Scherschichten der Schaufelgrenzschichten von Saug- und Druckseite in den Nachläufen an der lokal erhöhten Turbulenz im Nachlauf erkennen. Aufgrund der höheren Schaufelbelastung ist die Turbulenz in den Scherschichten bei Konfiguration B größer als bei A.

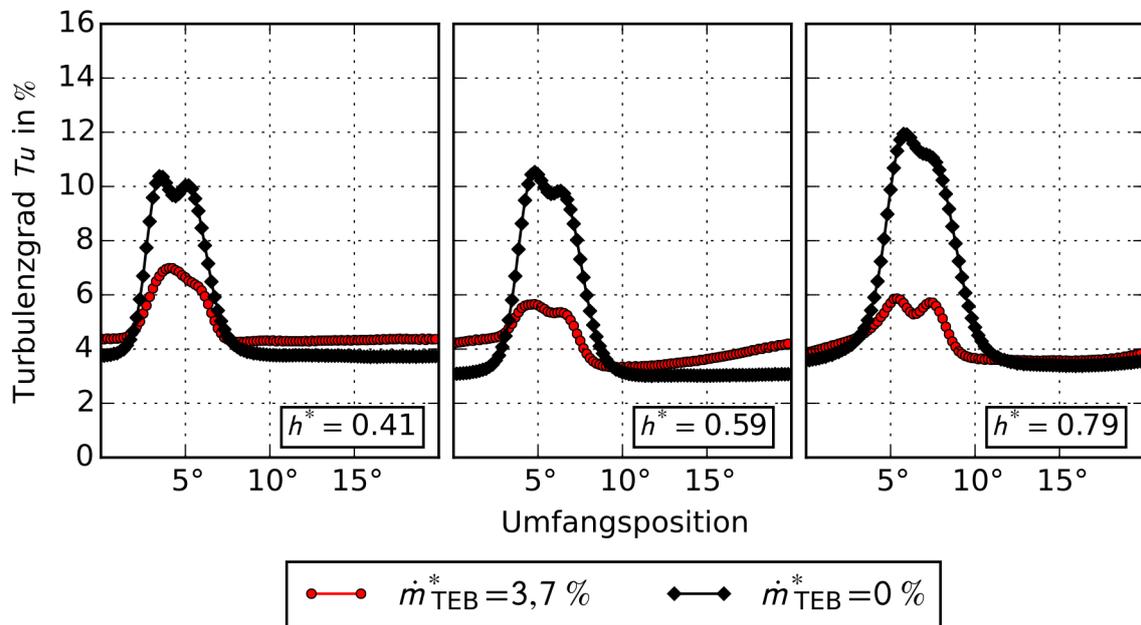


Abbildung 6.34: Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 21$, **Konfiguration A**

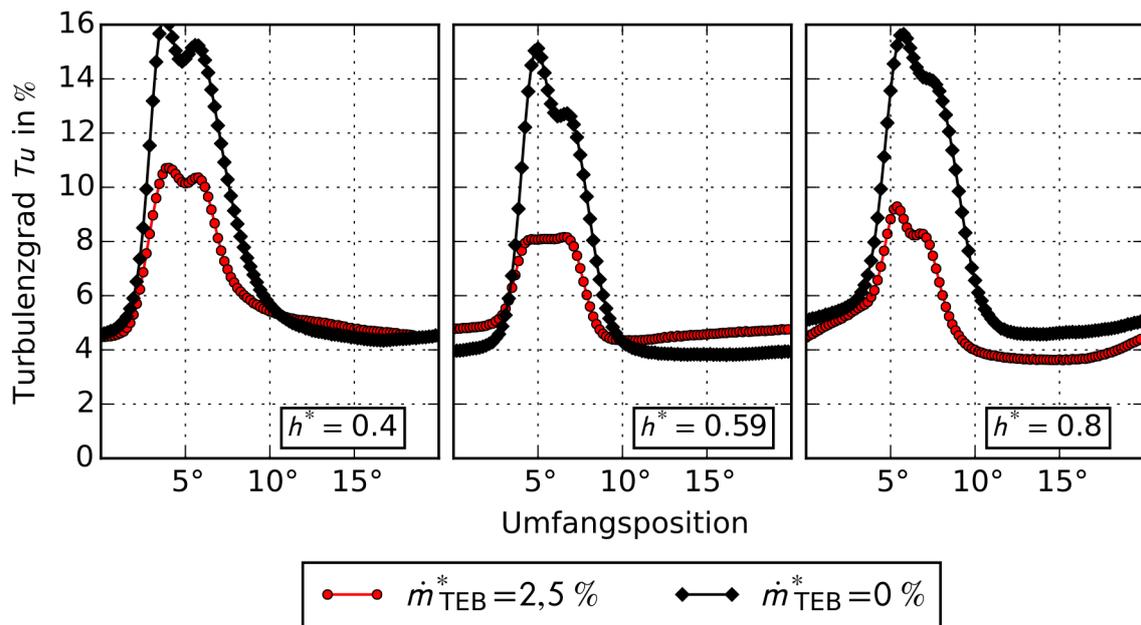


Abbildung 6.35: Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 20$, **Konfiguration B**

6.2.3 Analyse der Frequenzanteile der Strömung am Mittelschnitt

Um Gleich- und Schwankungsanteile gemeinsam zu bewerten, werden Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten in Umfangsrichtung am Mittelschnitt gebildet. Die Spektren mit Beeinflussung sind in rot und die Spektren ohne Beeinflussung in schwarz dargestellt. Zu beachten ist, dass die Spektren für den Fall mit Beeinflussung um 40 Hz nach rechts verschoben sind, um sie vom Fall ohne Beeinflussung gut unterscheiden zu können.

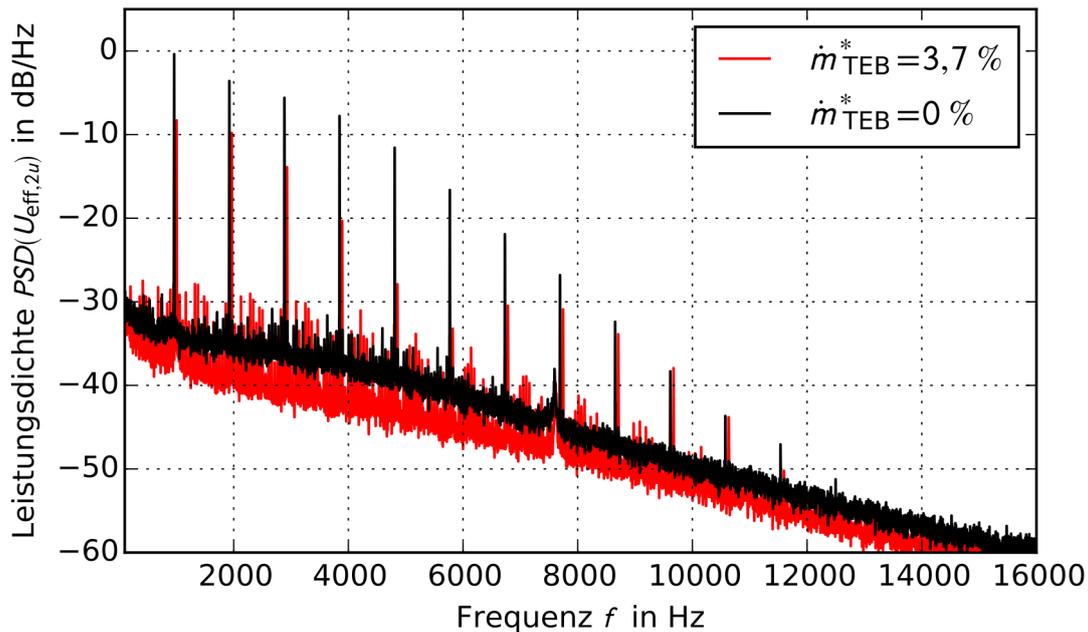


Abbildung 6.36: Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten am Mittelschnitt, $h^* = 0,51$, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Für beide Konfigurationen kann man deutlich die *BPF* und ihre Höherharmonischen erkennen. Unabhängig von der Konfiguration nehmen die Pegel der *BPF* und der Höherharmonischen mit aktiver Beeinflussung ab, was mit den durch Beeinflussung abgeschwächten Nachläufen zu erklären ist. Bemerkenswert ist, dass in beiden Konfigurationen durch Beeinflussung eine Minderung der breitbandigen Anteile über den gesamten Frequenzbereich zu verzeichnen ist, die bei beiden Konfigurationen ähnlich groß ist. Im Gegensatz zu den Spektren der Akustik, Abbildungen 6.1 und 6.2, lässt sich keine breitbandige Erhöhung ab 6 kHz feststellen. Dies lässt zwei Schlüsse zu:

Zum Einen ist es sehr wahrscheinlich, dass durch das breitbandige Absenken der Leistungsdichte die nichtperiodischen Wechselkräfte auf den Statorvorderkanten durch Beeinflussung abnehmen. Trotzdem ist für den Bereich unter 6 kHz in den akustischen Spektren keine breitbandige Pegelminderung zu verzeichnen. Dies deckt sich z.B. mit den Ergebnissen von Sutliff [65]. Er stellte ebenfalls eine Minderung in den Spektren der Strömung fest und wies zusätzlich die Abnahme der Wechselkräfte auf dem Stator nach. Trotzdem gab es keine breitbandige Lärminderung im Fernfeld. Allerdings unterteilt er die Wechselkräfte in seiner

Arbeit nicht nach periodischen und nichtperiodischen Anteilen.

Zum Anderen deutet das Nicht-Ansteigen der breitbandigen aerodynamischen Leistungsdichte bei gleichzeitigem Anstieg der akustischen Pegel ab 6 kHz darauf hin, dass es sich tatsächlich um Strahlärm handelt, der aus der Interaktion der Ausblasstrahlen mit der umgebenen Strömung und der Interaktion mit den Satorvorderkanten herrührt. Da es sich um ein akustisches Phänomen handelt, sind die akustischen Amplituden im Vergleich zu den aerodynamischen Schwankungsgrößen zu gering, um vom Hitzdraht zuverlässig erfasst zu werden.

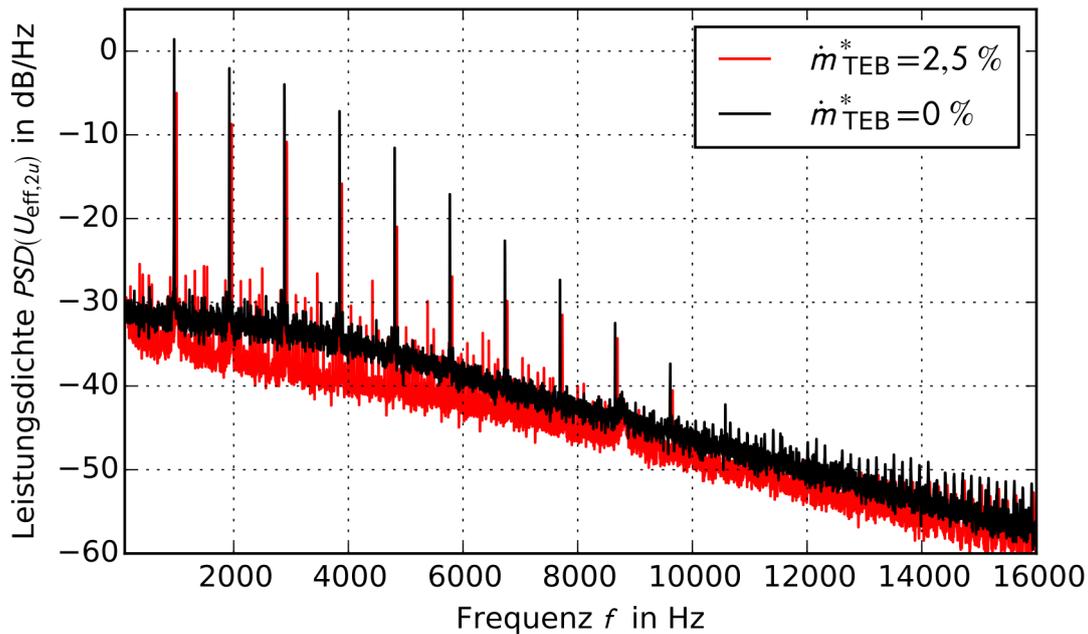


Abbildung 6.37: Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten am Mittelschnitt, $h^* = 0,49$, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Zwischen den Frequenzen der *BPF* werden durch das Ausblasen zusätzliche Frequenzlinien generiert. Ihr Abstand entspricht exakt der Rotor-Drehfrequenz ($3200 \text{ min}^{-1} / 60 = 53,3 \text{ Hz}$) und es sind exakt 17 Linien. Die 18. Linie ist wieder eine *BPF*. Dies weist darauf hin, dass die Nachläufe der einzelnen Rotorschauflern durch das Ausblasen ungleicher werden. Die Auswertung der rotor-gemittelten Strömung zeigt dies ebenfalls.

In den aerodynamischen Spektren des wandnahen und nabennahen Bereichs, hier nicht dargestellt, sind weder Minderungen der *BPF*-Pegel noch breitbandige Pegelminderungen festzustellen und das Pegelniveau ist dort durch den Einfluss der Sekundärströmungen höher. Diese Feststellung gilt für beide Konfigurationen und deckt sich auch mit dem hohen Turbulenzgrad in diesen Regionen, vgl. Abschnitt 6.2.2. Es ist zu vermuten, dass diese nahezu unbeeinflussten Bereiche hoher Turbulenz und Leistungsdichte hauptsächlich für den breitbandigen Anteil des RSI-Lärms verantwortlich sind, weswegen keine breitbandige Lärmminde rung für den Bereich kleiner 6 kHz festzustellen ist, da sie den Anteil aus der Strömung im Mittelschnitt im Spektrum überdecken.

Zwischen den Konfigurationen sind in den Spektren keine entscheidenden Unterschiede festzustellen, die einen Hinweis liefern, warum man mit Konfiguration

B eine tonale Lärminderung erhalten kann. Die breitbandigen Anteile sind bei Konfiguration B lediglich insgesamt höher, was auf die höhere Schaufelbelastung an diesem Betriebspunkt zurückzuführen ist. Das Absenken dieser Anteile ist für beide Konfigurationen vergleichbar gut

Im Anhang A.1 ist die Frequenzanalyse über alle radialen Positionen in einem isometrischen Wasserfalldiagramm dargestellt.

6.2.4 Vergleich der Änderung der Strömungsgrößen durch Ausblasen

In der bisherigen Diskussion konnte noch kein entscheidender Unterschied zwischen den Konfigurationen gefunden werden, der erklärt, warum die Schallminderung bei der Konfiguration B funktioniert und bei Konfiguration A nicht. Die Auffüllung des Nachlaufs sieht bei Konfiguration A im Grunde sogar besser aus als bei Konfiguration B. Alle wesentlichen Unterschiede der Strömungsfelder von A und B sind auf die unterschiedlichen Betriebspunkten $\varphi = 0,21$ und $\varphi = 0,20$ zurückzuführen. Dass die Schallminderung für mehrere Betriebspunkte funktioniert, wurde bereits mit Abbildung 6.17 gezeigt. Damit kann der Betriebspunkt nicht für die entscheidende Schallminderung als Grund herangezogen werden. Vielmehr muss die Ursache in der anderen Ausblaskonfiguration liegen. Der von Kohlhaas [39] verwendete Optimierungsalgorithmus lieferte als Ergebnis, dass bei der radialen Verteilung des Ausblasmassenstroms gehäuse- und nabenseitig nur wenig ausgeblasen werden darf. Im Kapitel 4.3 wurde schon erwähnt, dass so die Idee für die Konfiguration B entstanden ist. Als Ursache für die gefundene Verteilung wurde vermutet, dass die im Gehäuse- und Nabenbereich dominierenden Sekundärströmungen nicht zusätzlich mit Energie durch die Ausblasung versorgt werden dürfen. Da diese Sekundärströmungen ebenfalls mit dem Rotor periodisch umlaufen, tragen sie ebenfalls zum RSI-Lärm bei. Die Ursachen könnten also in diesen Bereichen gefunden werden.

In Zusammenhang mit den Abbildungen 6.30 und 6.31 wurde bereits erwähnt, dass es so scheint, als würde der Spaltwirbel bei Konfiguration A durch das Ausblasen an der Schaufelspitze verstärkt werden.

Daher wurde für beide Konfiguration die Differenz aus den Ergebnissen mit und ohne TEB gebildet und erneut als Flächenplot aufgetragen. Durch diese Darstellungsart ist es möglich, die Änderungen durch das Ausblasen gut sichtbar darzustellen. Dies wurde für den Turbulenzgrad und stellvertretend für die Gleichanteile der Strömung für die Umfangsgeschwindigkeit gemacht. Die Umfangsgeschwindigkeit wurde gewählt, da sie den Spaltwirbel gut wiedergibt, Vgl. Abbildungen 6.22 und 6.23. Die Änderung des Turbulenzgrades ist in Abbildung 6.38 flächig aufgetragen, die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit in Abbildung 6.42.

Links in den Bildern ist jeweils die Änderung für die Konfiguration A dargestellt, rechts für die Konfiguration B. Durch die Differenzenbildung sieht man nur die Änderungen der betrachteten Strömungsgröße, die durch das Ausblasen verursacht werden. Ähnlich den Delta-Darstellungen für die Lärmreduktion, z.B. Abbildung 6.19, wurde eine geeignete Farbskala gewählt. Die Farbe Blau bedeutet Abnahme, die Farbe rot gleicht einer Zunahme der jeweils betrachteten Größe.

Die Farbe Weiß liegt genau in der Mitte und entspricht keiner Änderung durch Ausblasen.
 Zunächst soll die Änderung des Turbulenzgrades diskutiert werden.

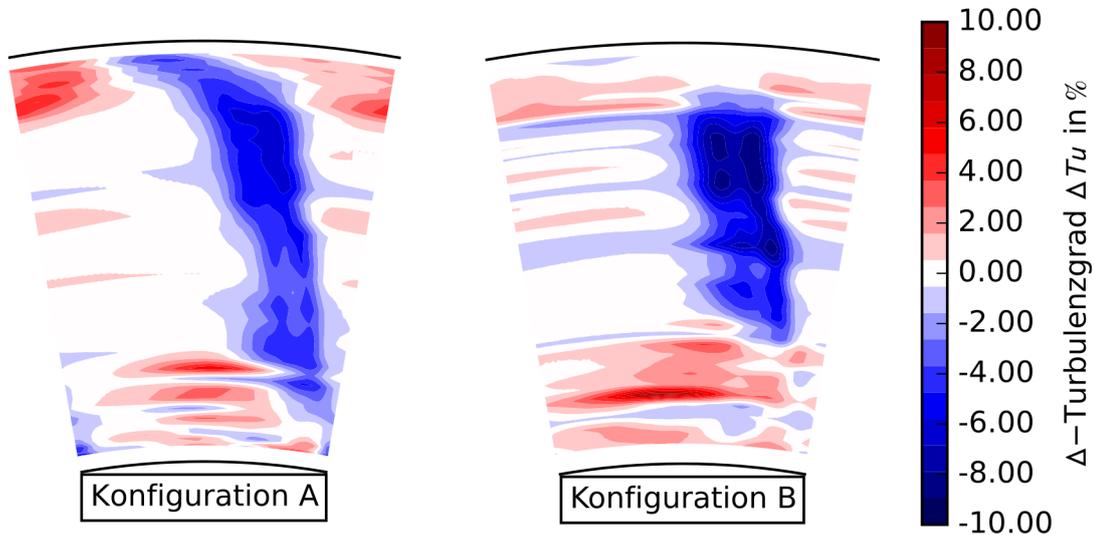


Abbildung 6.38: Änderung des Turbulenzgrades ΔTu durch Ausblasen, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B

Im der Abbildung 6.38 sieht man nun recht gut, wo die Turbulenz der Strömung durch aktive Beeinflussung verändert wird. Sehr gut erkennt man, wie der Nachlauf beeinflusst wird und die Strömung durch die Passage näherungsweise unbeeinflusst bleibt. Im Bereich des Spaltwirbels an der Blattspitze erkennt man bei Konfiguration A eine deutliche Änderung der Turbulenz, die es bei Konfiguration B nicht gibt.

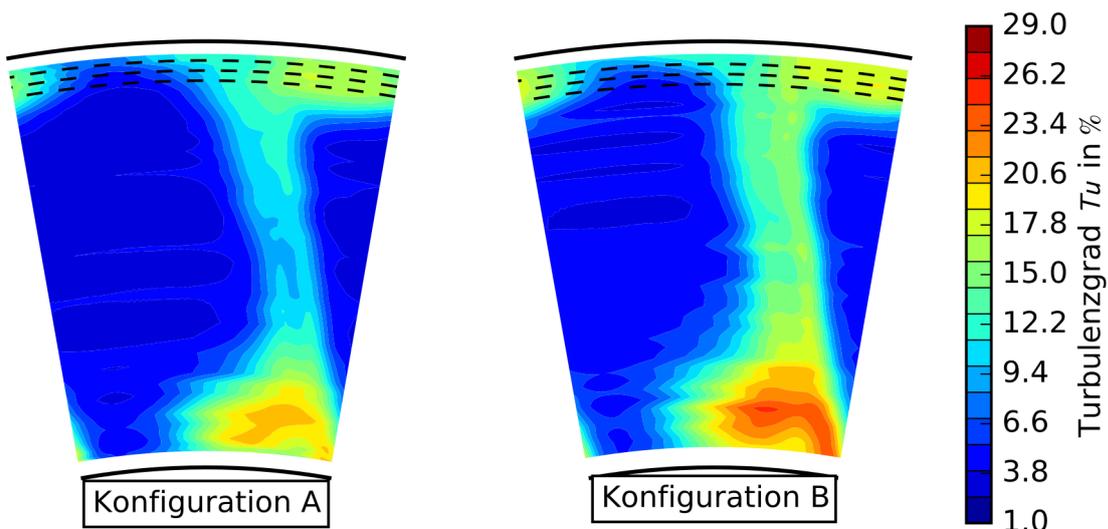


Abbildung 6.39: Radiale Schnitte für die Darstellung der Turbulenz nahe am Gehäuse, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B

Um dies nochmals zu veranschaulichen und genauer zu betrachten, wird die Turbulenz mit und ohne Beeinflussung an drei gehäusewandnahen radialen Schnitten dargestellt. Die Schnitte gehen durch den Bereich des Spaltwirbels und sind in der folgenden Abbildung nochmals dargestellt.

Die Positionen der Schnitte können in den nachfolgenden Abbildungen abgelesen werden. Aufgrund der leicht unterschiedlichen Traversierungen bei den Konfiguration A und B in radialer Richtung, sind sie nicht identisch, aber an hinreichend gleichen Positionen und liegen nie mehr als $h^* = 0,01$ auseinander.

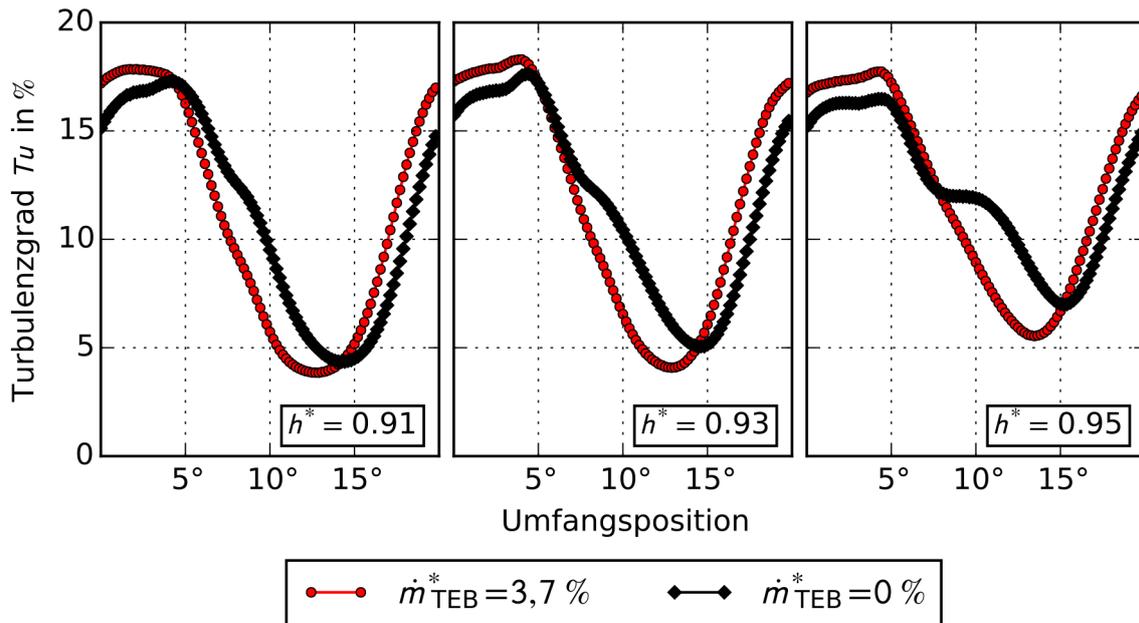


Abbildung 6.40: Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

Man erkennt bei Konfiguration B, Abbildung 6.41, dass die Verteilung des Turbulenzgrades in Amplitude und Phase nahezu unbeeinflusst bleibt. Die Kurven mit und ohne Beeinflussung liegen weitgehend aufeinander. Bei Konfiguration A hingegen sind Änderungen im Turbulenzgrad zu sehen, Abbildung 6.40. Neben der Ausprägung des Wirbels wird auch die Phasenlage des Wirbels um ca. $2,5^\circ$ in der Messebene verschoben. Daher stammen auch die Änderungen, die man links im Delta-Plot in Abbildung 6.38 im Blattspitzenbereich sieht. Die geänderte Phasenlage in der Messebene ist ein Hinweis darauf, dass der Spaltwirbel durch das Ausblasen eine andere Ausprägung annimmt.

Da an dieser Stelle nur die Änderungen durch die Ausblasung diskutiert werden, sind die Unterschiede nicht auf den anderen Betriebspunkt zurückzuführen.

Für die Umfangsgeschwindigkeit lässt sich bei Konfiguration A ebenfalls eine Änderung der Strömung im Spaltwirbelbereich ausmachen, während bei Konfiguration B nur geringere Änderungen festzustellen sind, Abbildung 6.42.

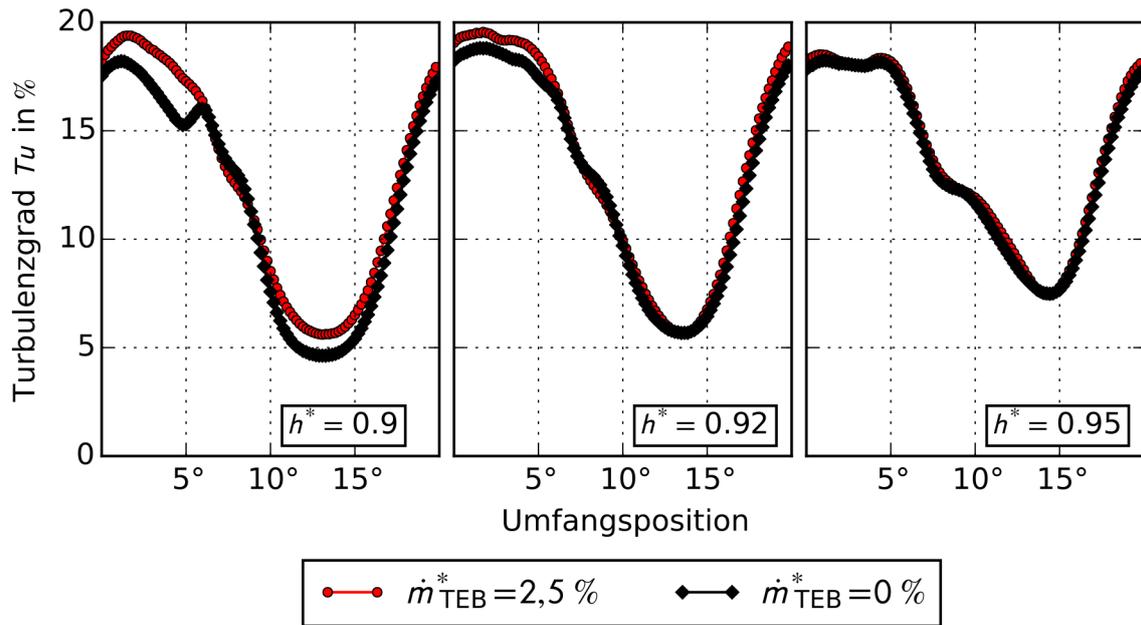


Abbildung 6.41: Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B

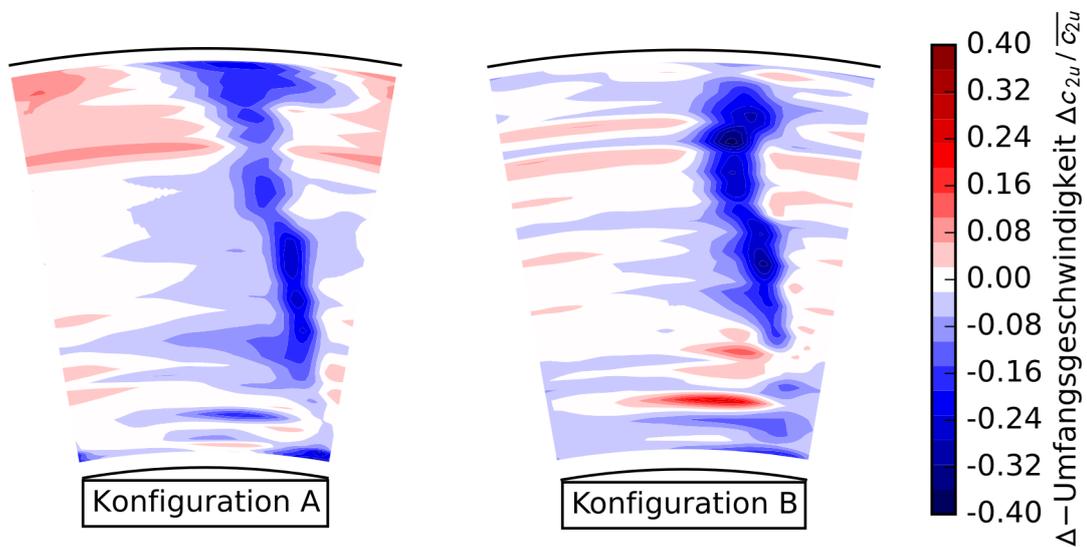


Abbildung 6.42: Änderung der Umfangsgeschwindigkeit $\Delta c_{2u} / \overline{c_{2u}}$ durch Ausblasen, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B

Schaut man sich die radialen Schnitte für die Umfangsgeschwindigkeiten in den Abbildungen 6.43 und 6.44 an, lässt sich analog zum Turbulenzgrad ebenfalls ein Unterschied in den Konfigurationen ausmachen. Zwar wird auch bei Konfiguration B die Strömung im Bereich des Spaltwirbels geändert, jedoch sind die Unterschiede zwischen beeinflusstem und unbeeinflusstem Fall bei Konfiguration B geringer. Neben der Änderung der Amplituden der Geschwindigkeit erkennt man bei Konfiguration A eine Änderung der Phasenlage um 2° des Wirbels in

der Messebene, die sich bei Konfiguration B nicht erkennen lässt. Dort ändern sich lediglich die Amplituden.

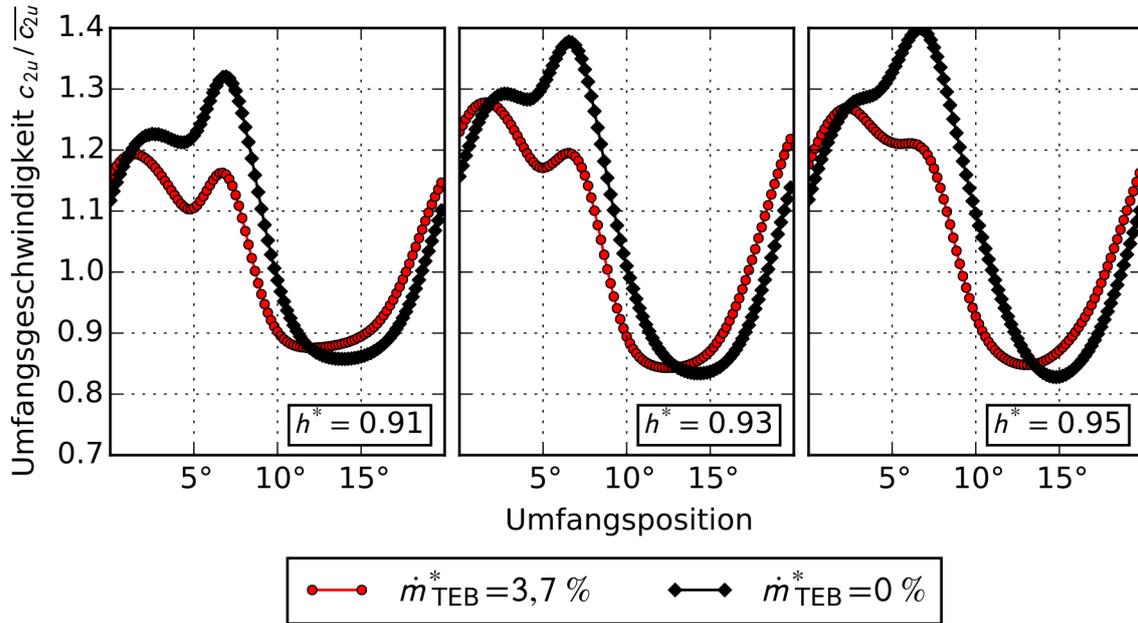


Abbildung 6.43: Nachläufe der normierten Umfangsgeschwindigkeit an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0,21$, **Konfiguration A**

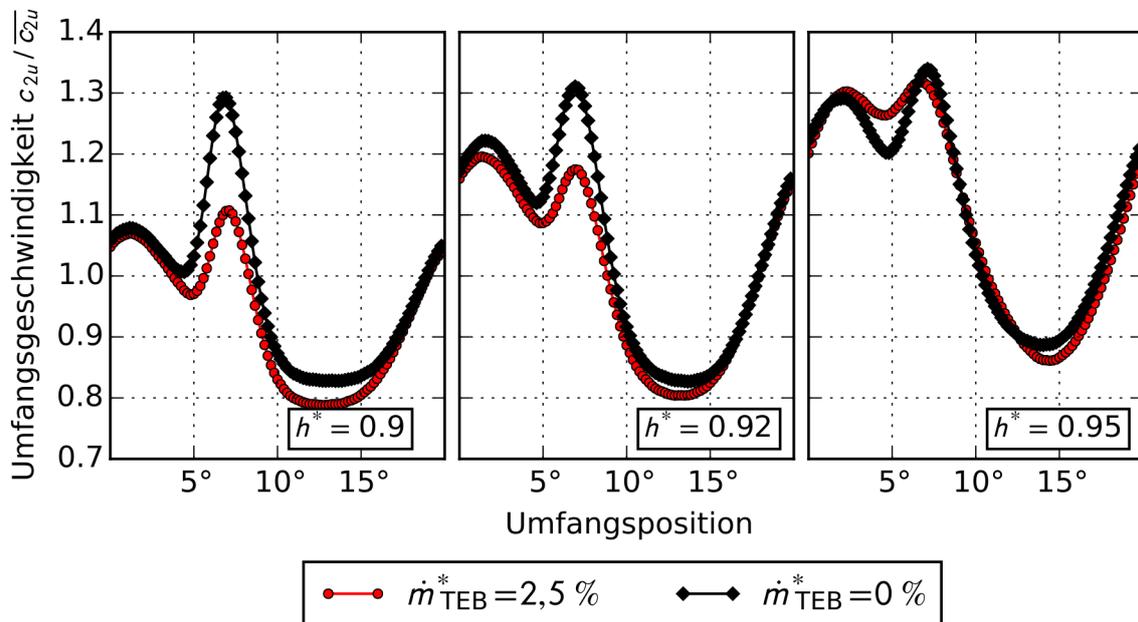


Abbildung 6.44: Nachläufe der normierten Umfangsgeschwindigkeit an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0,20$, **Konfiguration B**

Neben der Änderung in der gehäusenahen Strömung wird auch die Strömung im Bereich der Nabe durch das Hinterkantenausblasen verändert. Die Änderung

ist bei Konfiguration B etwas größer als bei Konfiguration A, wie man den Abbildungen 6.38 und 6.42 entnehmen kann. Dennoch scheint der Einfluss der Beeinflussung bzw. Nicht-Beeinflussung des Spaltwirbels von entscheidender Bedeutung für das erfolgreiche Anwenden des TEB zu sein. Die Umlaufgeschwindigkeiten und Energien an der Rotorblattspitze sind größer als an der Nabe. Ein zusätzliches Anregen des Spaltwirbels in diesem Bereich ist hinsichtlich des RSI-Lärms kontraproduktiv ist, da er neben den Nachläufen, ein dominanter Verursacher von RSI-Lärm ist. Der Spaltwirbel stellt einen wichtigen Anteil im Mechanismus der Erzeugung von RSI-Lärm dar und ist Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, z.B. Neuhaus und Neise [58], [57] und [56]. Des Weiteren besitzt die dominante Mode der Ordnung $(4,0)$ keinen radialen Anteil, weswegen ein Anregen der Strömung im Blattspitzenbereich bei einer reinen Azimutalmode besonders gut funktioniert.

Bei Konfiguration A wird zwar der Nachlauf gut aufgefüllt, aber gleichzeitig der Spaltwirbel verstärkt, was in der Summe zu keiner Lärminderung des RSI-Lärms führt. Diese These müsste indes in weiteren Messungen nochmals bekräftigt oder widerlegt werden, siehe Kapitel 7.3.

6.3 Einfluss der Qualität der Zuströmung auf Akustik und Strömung

Während der Messkampagnen wurden u.a. Reproduzierbarkeitsmessungen bzgl. der Akustik durchgeführt. Sie hatten zum Ziel, die Wiederholbarkeit und Robustheit der untersuchten Lärminderungsmethode zu zeigen.

Zu diesem Zweck wurden zunächst der Betriebspunkt und der Ausblasmassenstrom eingestellt und darauf folgend 12 Mikrofonomessungen auf der Saugseite durchgeführt. Zwischen den zehnstufigen Messungen wurde ca. 45 s - 60 s bis zur nächsten Messung gewartet. Die Messungen wurden jeweils für den beeinflussten und unbeeinflussten Fall durchgeführt. Es wurde der gefundene optimale Ausblasmassenstrom $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5 \%$ und der Betriebspunkt $\varphi = 0,20$ der Konfiguration B verwendet.

Um die Reproduzierbarkeit zu bewerten, wurden die gemittelten Schalldruckpegel L_p an den *BPF* herausgeschrieben und über den Testpunkten aufgetragen. Bei der Analyse dieser Messungen hat sich herausgestellt, dass die Pegel der Töne sowohl für den unbeeinflussten als auch für den beeinflussten Fall auffällig schwanken. Die Schwankungen sind dabei für den beeinflussten Fall größer als für unbeeinflussten Fall. Es bleibt jedoch festzuhalten, dass in jedem Fall eine Reduzierung des dominanten Tons zu verzeichnen ist. Sie fällt je nach Größe der Schwankung mal größer und mal geringer aus.

Im Rahmen ihrer Bachelorarbeit hat Lindenberg [47] einen „Turbulence Control Screen“, kurz TCS, ausgelegt, konstruiert, gefertigt und getestet. Der TCS dient dazu, die Einlaufströmung zu homogenisieren. Der TCS ist in Abbildung 6.45 am Prüfstand montiert dargestellt. Er besteht aus mehreren Elementen einer Wabenstruktur, die in Form einer Halbkugel zusammengefügt sind. Die Wabentiefe beträgt 30 mm, der Wabendurchmesser 3,7 mm und der TCS-Durchmesser ca. 1

m. Die Wabenstruktur ist in Abbildung 6.46 im Detail abgebildet. Die Rückseite des TCS besteht aus einem Lochblech.

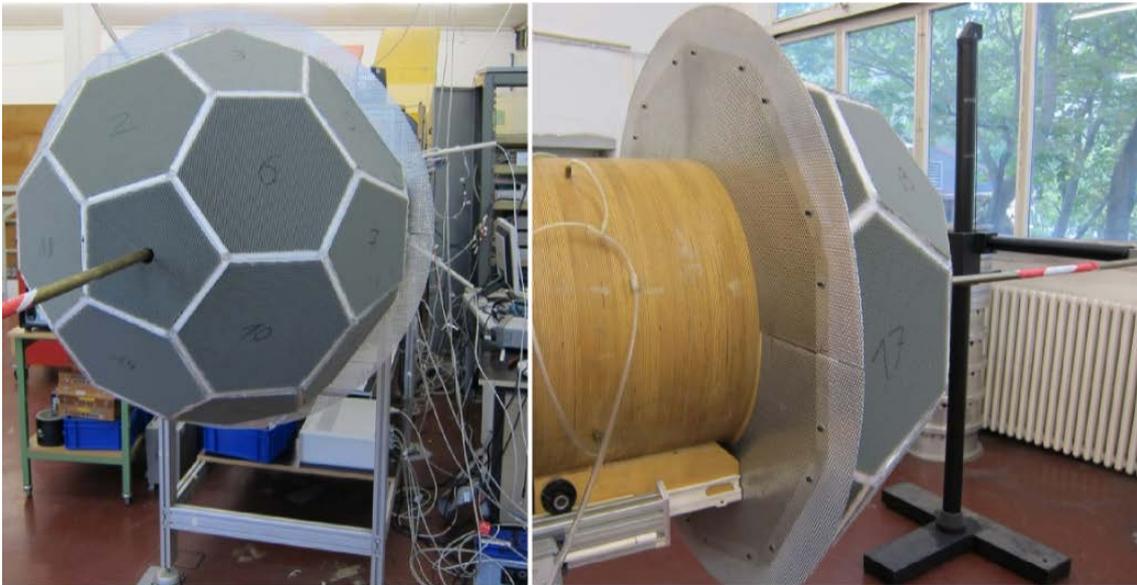


Abbildung 6.45: TCS am Prüfstandseinlauf montiert

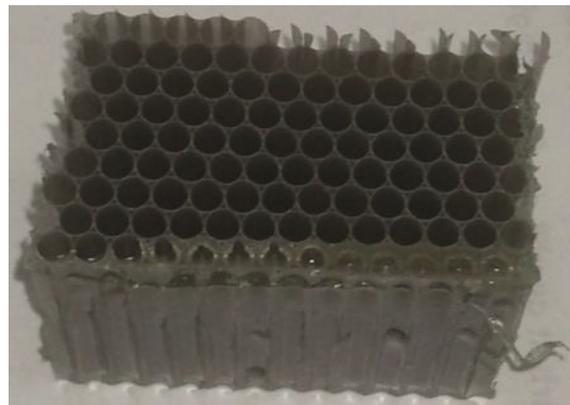


Abbildung 6.46: Wabenstruktur des TCS, Wabentiefe = 30 mm, Wabendurchmesser = 3,7 mm, Bild aus Lindenberg [47]

6.3.1 Einfluss des TCS auf die Akustik

Die Reproduzierbarkeitsmessungen der Akustik wurden mit montiertem TCS wiederholt. Die Abbildung 6.47 fasst die Ergebnisse der Akustikmessungen mit und ohne TCS zusammen. Dargestellt sind die Schalldruckpegel der ersten vier *BPF*, aufgetragen über den Testpunkten. Die Testpunkte 1 bis 24, links im Bild, stellen die Ergebnisse ohne TCS dar, rechts im Bild sind die Testpunkte 25 bis 48 mit TCS abgebildet.

Man kann in beiden Fällen deutlich die Bereiche mit und ohne Hinterkantenausblasen unterscheiden. Dies spricht für die Robustheit der untersuchten Methode. Für alle Messungen ist eine Reduzierung des dominanten Tons durch TEB zu beobachten. Jedoch kann man gleichzeitig Unterschiede in den Pegelverläufen mit

und ohne TCS erkennen.

Zunächst werden die Ergebnisse ohne TCS betrachtet. Die maximale Schwankung der 2. *BPF* beträgt zwischen den Testpunkten ohne Beeinflussung ca. 1 dB. Mit Beeinflussung sind die Sprünge sichtbar größer und betragen im Maximum mehr als 6 dB.

Mit TCS bietet sich in der rechten Bildhälfte von Abbildung 6.47 ein anderes Bild. Die Pegel der 2. *BPF* sind im Verlauf sehr konstant, sowohl mit als auch ohne Beeinflussung. Mit Beeinflussung sind die Schwankung auch mit TCS größer, aber im Vergleich zu linken Bildhälfte sehr viel kleiner. D.h., dass bei Verwendung des TCS das akustische Feld stabilisiert wird und die Reproduzierbarkeit der Messungen signifikant besser ist.

Der dominante Ton ist ein wichtiger Anteil des abgestrahlten Schallfeldes. Es lassen sich jedoch auch Einflüsse auf die anderen Töne durch Verwendung des TCS ausmachen, die noch kurz erwähnt werden sollen.

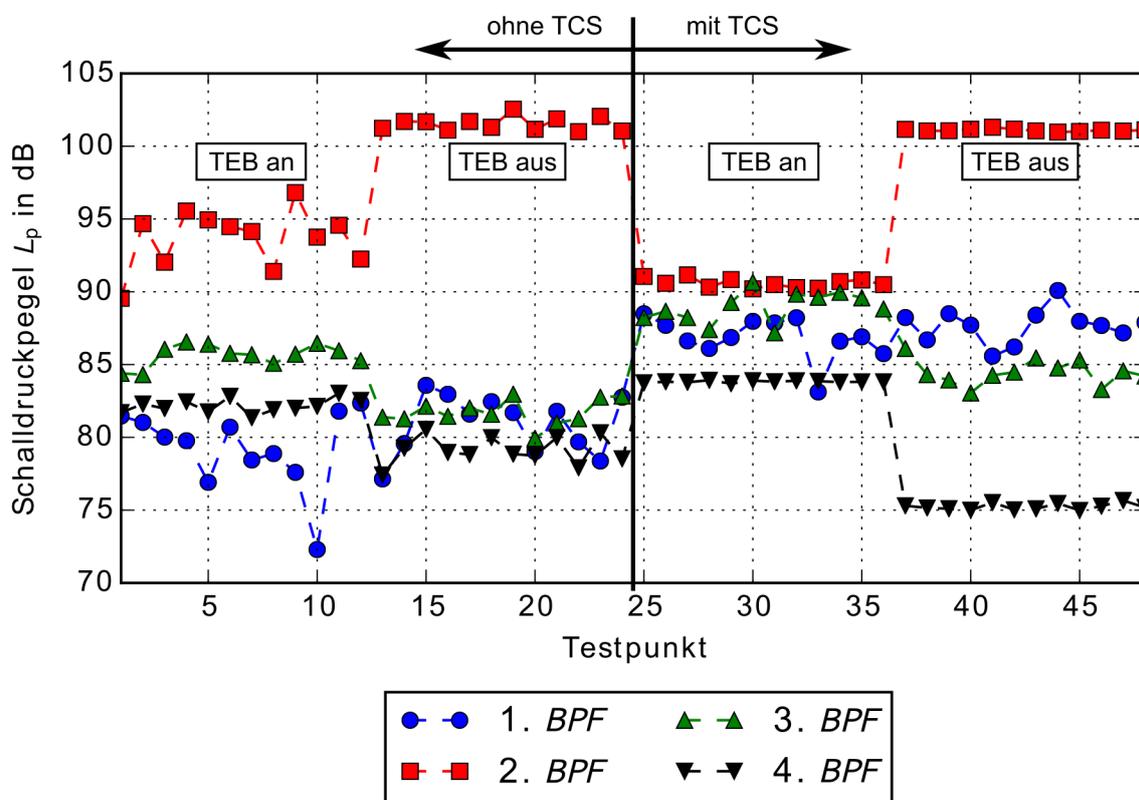


Abbildung 6.47: Reproduzierbarkeitsmessung der Akustik: Verlauf der gemittelten Schalldruckpegel aller Mikrofone auf der Saugseite der ersten vier *BPF* mit und ohne TCS, $\varphi = 0, 20$, $\dot{m}_{TEB}^* = 0\%$ und $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5\%$, Konfiguration B

Mit TCS erkennt man eine deutliche Änderung im Pegel der 4. *BPF*. Mit aktiver Beeinflussung nimmt sie um 9 dB zu, liegt aber im Niveau noch deutlich unter der 2. *BPF*. Dies bedeutet jedoch auch, dass die zugehörige Azimutalmode der Ordnung $m = 8$ durch das Ausblasen verstärkt wird.

Die 1. *BPF*, deren zugehörige Mode nicht ausbreitungsfähig ist und vom Kanal gedämpft wird, besitzt mit und ohne TCS keinen stabilen Pegel. Daher ist eine

Bewertung dieses Tons bzgl. der aktiven Beeinflussung kaum möglich. Eine Vergrößerung der Mittelungszeit würde nach den vorliegenden Daten ebenfalls kein klares Ergebnis liefern. 12 Reproduzierkeitsmessungen entsprechen einer Messzeit von 2 Minuten. Vergleicht man die Pegel mit und ohne Beeinflussung, lässt sich kein Trend erkennen, weswegen eine größere Mittelungszeit zu keinem eindeutigen Ergebnis führen würde. Es kann jedoch festgestellt werden, dass der Schalldruckpegel der 1. BPF im Mittel um 5 dB mit TCS zunimmt. Dies könnte daran liegen, dass durch die verbesserte Einlaufströmung die Rotorumströmung ebenfalls homogener wird. Damit werden auch die Nachläufe diskreter und somit die 1. BPF stärker. Dies ist jedoch nicht Gegenstand der Diskussion und soll nur am Rande erwähnt sein.

Obwohl die zugehörige Mode zur 3. BPF, $m = -10$, ausbreitungsfähig ist, ist ihr Verhalten ähnlich der der 1. BPF und zeigt keinen stabilen Pegel. Die zur 3. BPF zugehörige Azimutalmode der Ordnung $m = -10$ ist im Gegensatz zur $m = 4$ und $m = 8$ kein Vielfaches der Statorschaufelanzahl $V = 32$, was das instabile Verhalten der Mode erklären könnte. Außerdem ist die Mode der Ordnung $m = -10$ nach Abbildung 3.13 gerade an der Grenze der Ausbreitungsfähigkeit. Dadurch, dass die Moden der Ordnung $m = 4$ und $m = 8$ gerade Teiler der Statorschaufelanzahl $V = 32$ sind, werden sie besonders effizient angeregt. Zudem wird die 3. BPF durch Verwendung des TCS um ca. 2 dB erhöht, was wie bei der 1. BPF auf die bessere Anströmung zurückzuführen ist.

Wie schon Kohlhaas et al. [40] vermutet haben, deuten die Ergebnisse darauf hin, dass man mit TEB auch die modale Zusammensetzung des Schallfeldes beeinflussen kann.

Da das akustische Feld auf der Druckseite, im Gegensatz zur Saugseite, sukzessive mit einem traversierbaren Rechen vermessen wurde, ist ein stabiles Schallfeld wichtig für die Qualität der Resultate. Daher wurden die akustischen Messungen auf der Druckseite für den besten Punkt nochmals mit TCS wiederholt. Die folgende Tabelle 6.3 fasst die Ergebnisse für die Schalleistungen der 1., 2. und 3. BPF auf der Saugseite und für die 1. und 2. BPF auf der Druckseite zusammen. Für die Saugseite wurden die Pegel aus dem Mittelwert von 12 Reproduzierbarkeitsmessungen ermittelt, was einer zweiminütigen Messung entspricht. Auf der Druckseite wurden die Pegel aus dem zusammengesetzten Schallfeld ermittelt, wobei an jeder Position 10 Sekunden gemessen wurde. Es werden die Ergebnisse mit und ohne TCS verglichen.

	Saugseite			Druckseite	
	$\Delta L_{w,1.BPF}^-$	$\Delta L_{w,2.BPF}^-$	$\Delta L_{w,3.BPF}^-$	$\Delta L_{w,1.BPF}^+$	$\Delta L_{w,2.BPF}^+$
ohne TCS	-1,7 dB	-8,0 dB	+3,4 dB	+1,0 dB	-7,5 dB
mit TCS	-2,4 dB	-11,5 dB	-0,5 dB	-1,8 dB	-4,0 dB

Tabelle 6.3: Änderung der Schalleistungspegel auf Saug- und Druckseite, $\varphi = 0, 20$, $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5 \%$, Konfiguration B

Auf der Saugseite sind die akustischen Ergebnisse des TEB im Mittel mit TCS besser. Auf der Druckseite hingegen mit TCS für den dominanten Ton etwas schlechter. Allerdings ist der dominante Drehton dort schwächer als auf der Saugseite.

6.3.2 Einfluss des TCS auf die Strömung

Um den Einfluss des TCS auf die Strömung zu untersuchen, wurden zusätzlich Hitzdrahtmessungen mit TCS durchgeführt. Hierfür wurde der selbe Betriebspunkt, wie bei den Akustikmessungen mit TCS gewählt. Dabei wurde zwar hinter dem Rotor gemessen, Störungen der Einlaufströmung breiten sich jedoch auch durch den Rotor aus und können demnach auch dort gemessen werden. Dies wird an wenigen Beispielen gezeigt.

Im oberen Teil der Abbildung 6.48 sind zwei, bereits aus Abschnitt 6.2.1 bekannte Bilder zu sehen. Links oben ist die normierte Axialgeschwindigkeit ohne, und rechts mit Beeinflussung dargestellt. Im unteren Teil des Bildes sind die identischen Fälle unter Verwendung des TCS abgebildet.

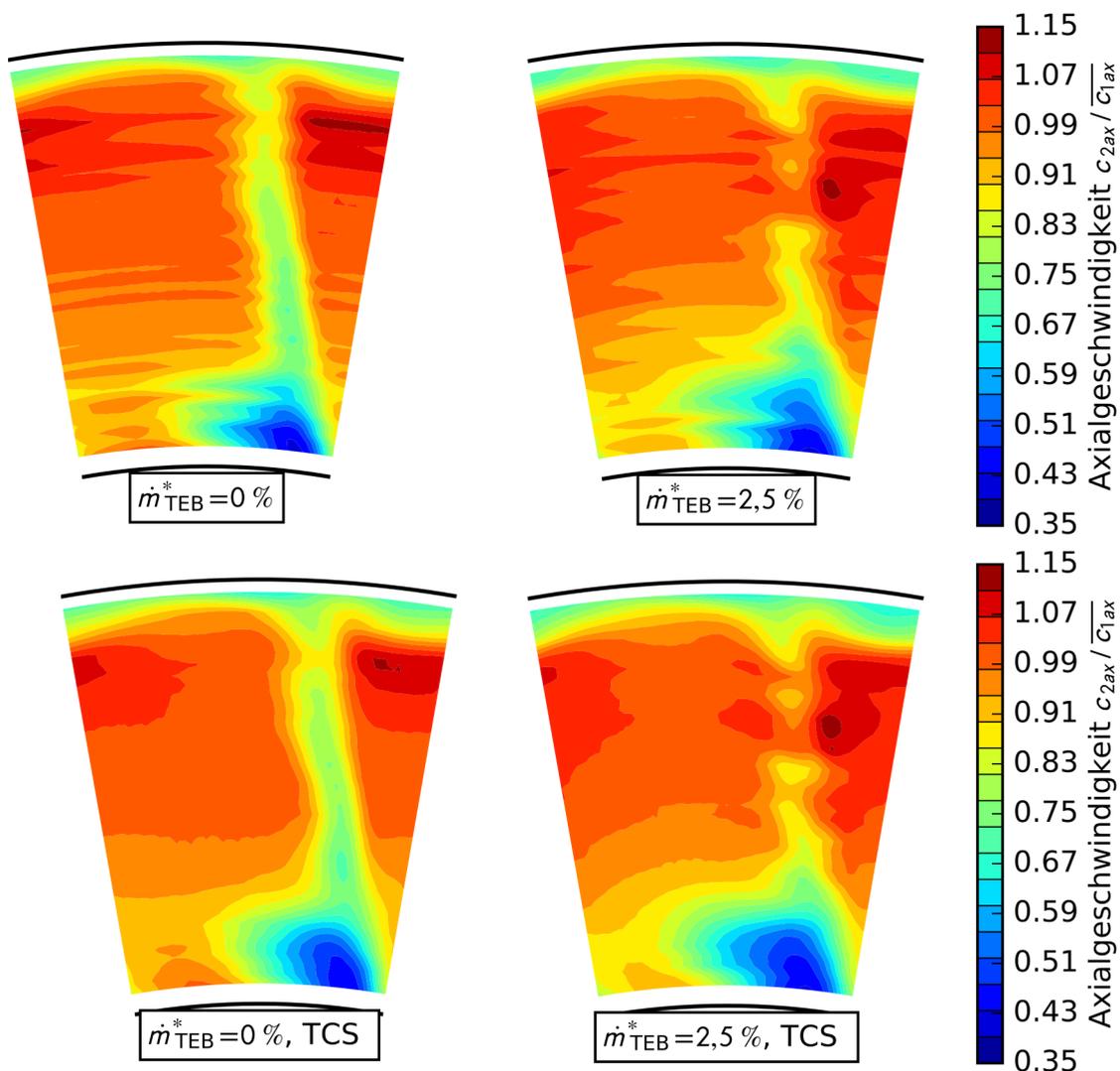


Abbildung 6.48: Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, oben: ohne TCS, unten: mit TCS, $\varphi = 0, 20$, **Konfiguration B**

Mit TCS wirkt das Strömungsfeld gleichmäßiger und man erkennt keine Streifen, wie bei den oberen Bildern. Es wurde früher in der Diskussion schon erwähnt,

dass die Streifen aus den nicht zeitgleich stattgefundenen Messungen für jede radiale Position herrühren. Der Messablauf war mit TCS identisch und die radialen Positionen wurden sukzessive vermessen. D.h., dass die radialen Positionen mit einem gewissen Zeitabstand vermessen wurden. Dennoch können keine Streifen erkannt werden. Daraus lässt sich schließen, dass das Strömungsfeld im Relativsystem des Rotors zeitlich stabil bleibt und Störungen vom TCS ausgeglichen werden.

Dies spiegelt sich in allen aerodynamischen Größen wieder. Auf deren Darstellung soll hier jedoch verzichtet werden. Einzig die umfangsgemittelten Geschwindigkeiten sollen nochmals mit und ohne TCS präsentiert werden, da sie den Einfluss des TCS auf alle Geschwindigkeitskomponenten veranschaulichen.

Im direkten Vergleich lassen sich die Unterschiede in den umfangsgemittelten Geschwindigkeiten bei Verwendung des TCS klar erkennen. Die Kurven in Abbildung 6.49 sind durch Sprünge zwischen den radialen Positionen gekennzeichnet. Bei Verwendung des TCS ist die Geschwindigkeitsverteilung sauberer und Strukturen lassen sich klarer erkennen.

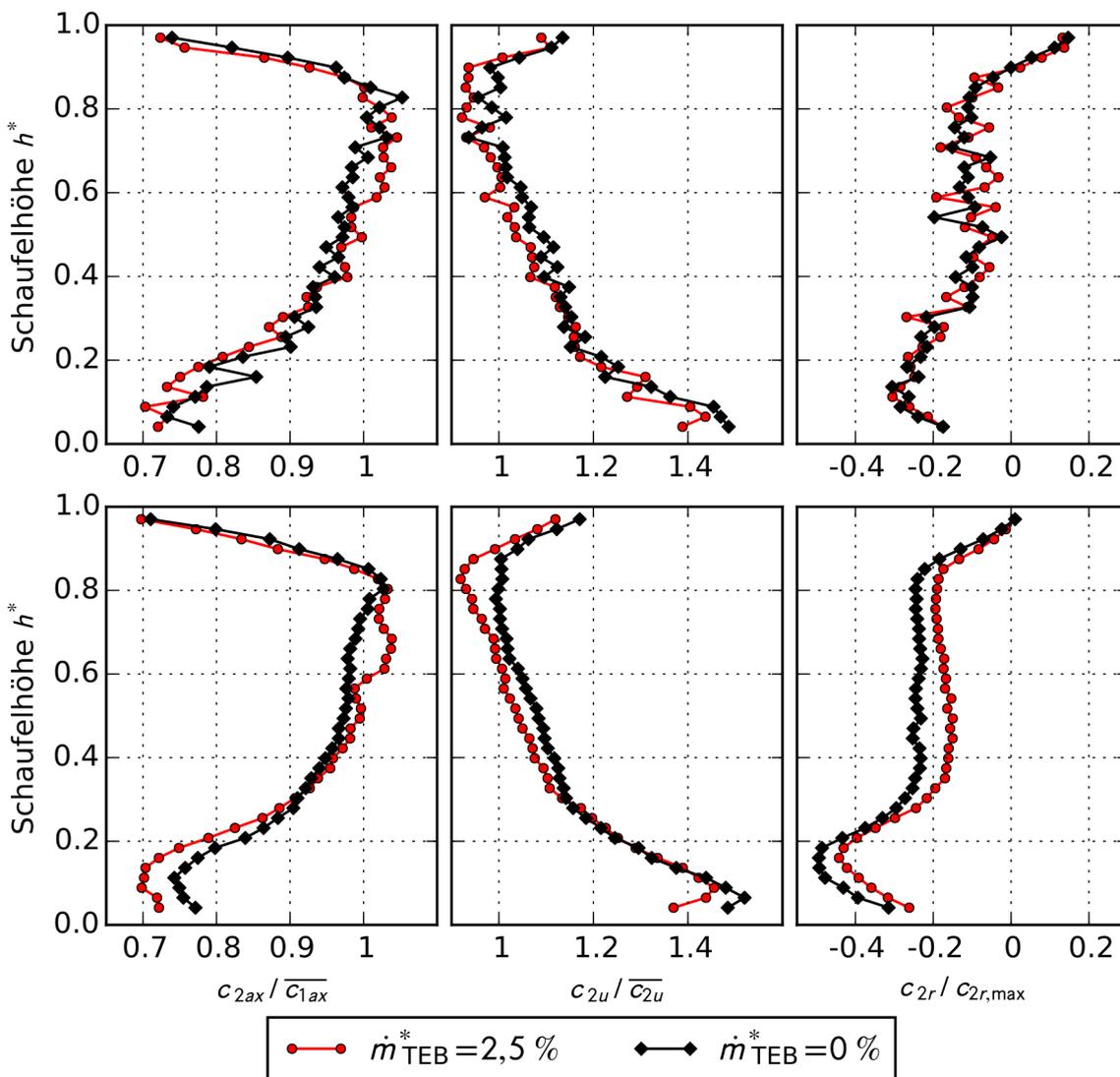


Abbildung 6.49: Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0,20$, Konfiguration B, oben: ohne TCS, unten: mit TCS

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass durch Verwendung des TCS die Strömung gleichmäßig wird und als direkte Folge das angeregte akustische Feld stabilisiert wird. Die Methode des Hinterkantenausblasens bzgl. der Lärminderung ist mit TCS stabiler und im Mittel sind die akustischen Ergebnisse insgesamt besser. Eine gute Qualität der Zuströmung beeinflusst die Methode folglich positiv. Dennoch ist die Methode robust genug, um auch bei gestörten Anströmbedingungen verlässlich zu funktionieren.

Kapitel 7

Schlussbemerkungen

7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit konnte gezeigt werden, dass Hinterkantenausblasen aus einem TEB-Rotor als Lärminderungsmaßnahme gegen die tonalen Anteile des Rotor-Stator-Interaktionslärm erfolgreich anwendbar ist. Hierfür wurde ein vorhandener TEB-Rotor, der zum Hinterkantenausblasen geeignet ist, detailliert unter aeroakustischen Gesichtspunkten untersucht. Gleich- und Schwankungsanteile der Strömung hinter dem Rotor wurden mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie in allen drei Raumrichtungen vermessen. Das von der Rotor-Stator-Interaktion erzeugte akustische Feld wurde auf Saug- und Druckseite mit Mikrofonen analysiert. Der TEB-Rotor wurde in zwei Konfigurationen untersucht. Konfiguration A hat den Nachlauf über die gesamte Schaufelhöhe beeinflusst; für Konfiguration B wurden die naben- und gehäuseseitigen Öffnungen verschlossen.

Mit beiden Konfigurationen konnte eine Abschwächung der Nachläufe im beeinflussten Bereich erzielt werden. Obwohl bei Konfiguration A die Auffüllung der Nachläufe in radialer Richtung kompletter war als bei Konfiguration B, konnte nur für Konfiguration B eine signifikante Lärminderung gefunden werden. Die Hitzdrahtmessungen haben gezeigt, dass die Strömung durch starke Sekundärströmungen hinter dem Rotor im Naben- und Gehäusebereich gekennzeichnet ist. D.h., dass die Konfiguration B nur den Bereich der Strömung beeinflusst, in dem der Rotorschaukelnachlauf dominant ist. Im Vergleich der Konfigurationen stellte sich heraus, dass ein Ausblasen aus der Rotorhinterkante an der Blattspitze den Spaltwirbel verstärkt hat. Die Spaltwirbelströmung hat großen Einfluss auf das am Stator angeregte Schallfeld und eine zusätzliche Verstärkung des Spaltwirbels ist kontraproduktiv in Hinsicht auf den erzeugten tonalen Anteil des RSI-Schalls. Es stellte sich heraus, dass bei Konfiguration B die gehäusenaher Strömung durch Ausblasen nahezu unbeeinflusst bleibt. Dies galt sowohl für den Gleich- als auch für den Schwankungsanteil der Strömung. Bei beiden Konfigurationen war jedoch eine Beeinflussung der nabennahen Sekundärströmungen zu beobachten, deren Einfluss auf das genierte Schallfeld jedoch geringer zu sein scheint als die Spaltwirbelströmung.

Die spektrale Analyse der Strömung mit Hilfe von Hitzdrahtmessungen hat zu-

dem für beide Konfigurationen gezeigt, dass die breitbandigen Anteile im Leistungsdichtespektrum im Mittelschnitt gesenkt werden. Im Bereich dominanter Sekundärströmungen bleibt die Leistungsdichte mit Beeinflussung nahezu konstant. Des Weiteren ist die breitbandige Leistungsdichte und Turbulenz in den Sekundärströmungen deutlich erhöht gegenüber der Leistungsdichte im Mittelschnitt. Vermutlich tragen die starken Sekundärströmungen hauptsächlich zum Breitbandlärm bei, so dass die Minderung der Turbulenz und Leistungsdichte im Mittelschnitt vom Breitbandlärm, der durch die Sekundärströmungen verursacht wird, überlagert wird. Dennoch zeigen die Analysen für den Mittelschnitt ein mögliches Potential für Breitbandlärmminderungen.

Für den optimalen Fall konnte auf der Saugseite der Rotor-Stator-Stufe eine Reduktion des Schalleistungspegels der dominanten 2. *BPF* um 11,5 dB erreicht werden. Die Minderung der zugehörigen Mode $(m, n) = (4, 0)$ betrug 13,9 dB. Auf der Druckseite war die dominante Mode deutlich abgeschwächt, weil der Stator sie nach hinten abblockt. Dennoch konnte auch dort eine Minderung des dominanten Tons um 4 dB erreicht werden.

Um diese Minderungen zu erzielen, betrug der benötigte Ausblasmassenstrom der Konfiguration B 2,5 % des Stufenmassenstroms. Dies ist ein weiterer Vorteil der Konfiguration B gegenüber der Konfiguration A, da sie eine geringere Luftmenge für ein sehr viel besseres Ergebnis benötigt.

Durch die Interaktion der Scherschichten der Ausblasstahnen mit der umgebenen Strömung und der Interaktion der Ausblasstrahlen mit den Statorvorderkanten, war in den Schalldruckspektren auf der Saugseite eine breitbandige Pegelerhöhung ab 6 kHz zu verzeichnen. Unterhalb von 6 kHz war der Anstieg vernachlässigbar klein.

Weiter konnte gezeigt werden, dass die Methode sehr robust gegenüber Störungen in der Anströmung ist. Bei vergleichmäßiger Zuströmung waren die Ergebnisse besser reproduzierbar und sehr konstant. Die Lärmminderung funktioniert zudem ebenfalls abseits des optimalen Betriebspunktes und Ausblasmassenstroms. Dies zeigt nochmals die Robustheit der Methode abseits des Auslegungspunktes.

7.2 Kritische Betrachtung der Methode

Um Hinterkantenausblasen erfolgreich anzuwenden, ist eine detaillierte Kenntnis der Strömung hinter dem Rotor notwendig. So müssen Sekundärströmungen berücksichtigt werden, da sie nicht zusätzlich angefacht werden dürfen. Dies zu vermeiden, sollte bei modernem Fan-Design jedoch einfacher möglich sein, als bei dem für die Versuche verwendeten Rotor, der sich durch relativ starke Sekundärströmungen auszeichnet. Dennoch sollten die dreidimensionalen Sekundärströmungen bei der Auslegung nicht vernachlässigt werden. Der Ansatz, die Nachläufe nur vollständig aufzufüllen, muss nicht zum Erfolg führen.

Ebenso wichtig ist die Kenntnis des akustischen Designs der Rotor-Stator-Stufe. Moderne Fanstufen besitzen häufig ein Cut-Off-Design und sind in der Regel mit Linern ausgerüstet, um dominante Töne zu dämpfen. Dennoch kann der tonale

Anteil des RSI-Lärms auch dort noch einen dominanten Anteil des abgestrahlten Schalls sein. Daher könnte TEB auch bei solchen Designs noch zu weiterer Lärminderung führen, was jedoch im Falle der Verwendung von Linern noch zu zeigen wäre.

Im Gegensatz zu anderen aktiven Methoden, die ein in Phase und Amplitude geeignetes Gegenschallfeld generieren, wird beim TEB direkt in den Quellmechanismus des RSI-Lärms eingegriffen. Dies hat den Vorteil, dass das vorhandene Schallfeld nicht in Amplitude und Phase in Echtzeit gemessen und analysiert werden muss, um mit dem generierten Gegenschallfeld eine Lärminderung zu erzielen. Die Methode bringt durch das Ausblasen aus dem drehenden System bereits die richtige Phasenbeziehung mit und die Amplitude wird über den Ausblasmassenstrom geregelt. Daher kann beim TEB auf dafür nötige Sensorik und auf schwere und große Aktuatoren verzichtet werden. Aktuatoren und Sensoren können darüber hinaus auch ausfallen oder, z.B. durch Verschmutzung, fehlerhaft funktionieren.

Das Design und die Fertigung einer Fan-Schaufel mit innen liegenden Kanälen stellt jedoch eine technische Hürde da, die es zu überwinden gilt. In dieser und den anderen vorgestellten Arbeiten, wurden allerdings schon Ansätze für die Fertigung erfolgreich umgesetzt, die moderne mit klassischen Fertigungsverfahren und Materialien kombinieren. Ferner muss die benötigte Luft in das drehende System eingespeist werden, was bei entsprechenden Massenströmen und Drehzahlen sehr aufwändig sein kann. Aufwändig bedeutet immer auch entsprechende Kosten und ein kompliziertes System ist i.d.R. anfälliger. Ebenso sollte die Auslegung der benötigten Ausblasmassenströme und Strahlformen numerisch und experimentell und unter Berücksichtigung dreidimensionaler Strömungseffekte erfolgen.

Wie bei allen aktiven Maßnahmen mit Aktuatoren, hätte die Methode den Nachteil, das Rüstzeug für das Hinterkantenausblasen den ganze Flug über dabei haben zu müssen, obwohl die Maßnahme wohl nur in der Start- und Landephase zum Einsatz kommen würde. In diesem Falle wäre besonders störend, dass die Hinterkanten ein neues Design erhalten müssten, das aus aerodynamischer Sicht von Nachteil sein könnte. Die benötigte Druckluft müsste jedoch nur für die Start- und Landephase zur Verfügung gestellt werden.

Ein weiterer Nachteil der Methode ist der Anstieg der breitbandigen Lärmanteile. Daher ist es wünschenswert, die Strahlgeschwindigkeiten der Ausblasstrahlen an den Hinterkanten so gering wie möglich zu halten. Dies kann bei modernen Fans jedoch problematisch sein, da ihr Verhältnis aus Dicke zu Länge sehr viel kleiner ist, als bei den hier verwendeten Profilen. Um den benötigten Massenstrom zum Auffüllen der Nachläufe zu erhalten, muss die Strahlgeschwindigkeit entsprechend höher gewählt werden, als bei einer größeren Öffnung, die dickere Schaufeln möglich machen. Auf der anderen Seite wurde jedoch gezeigt, dass ein vollständiges Auffüllen der Nachläufe nicht zwingend notwendig ist, was zu weniger Pegelerhöhung im breitbandigen Bereich führt.

Ferner konnte die Robustheit der Methode gezeigt werden. Dies ist bei Anwendung in der Start- und Landephase wichtig, weil sich das Flugzeug dort in einer vom Wetter stark beeinflussten Zone befindet. So können z.B. Windböen die Ein-

laufströmung stören.

7.3 Ausblick

Aus den Ergebnissen der Arbeit ergeben sich einige interessante Ideen und Vorschläge, die bei zukünftigen Messungen Berücksichtigung finden könnten.

Die Resultate haben gezeigt, dass an dem verwendeten Prüfstand ein Auffüllen des Nachlaufs über die volle radiale Höhe nicht zum gewünschten Ziel geführt hat. Werden beim Ausblasen hingegen naben- und gehäusesseitige Öffnungen verschlossen, sind sehr gute Ergebnisse zu erzielen. Als Ursache dafür wurde das Anfachen des Spaltwirbels ausgemacht. Dies könnte man im nächsten Schritt überprüfen, indem man zunächst die nabenseitigen Öffnungen wieder zur Ausblasung hinzufügt und die Versuche wiederholt. Im folgenden Schritt könnten dann die nabenseitigen Öffnungen wieder verschlossen und die gehäusenahen Öffnungen wieder geöffnet werden. Sollte die Methode mit verschlossenen Öffnungen an der Blattspitze erneut zu einem guten Ergebnis führen, wäre bestätigt, dass dort (speziell an diesem Prüfstand) nicht ausgeblasen werden darf. Man kann sich vorstellen, dass das einseitige Öffnen der nabenseitigen Öffnungen sogar zu einem besseren Ergebnis führen könnte. Ist dies nicht der Fall, dann darf auch die nabenseitige Strömung nicht beeinflusst werden. Dies kann allerdings ebenfalls ein prüfstandsspezifisches Verhalten sein.

Eher akademisch, aber interessant, wäre eine inverse Konfiguration B, bei der nur naben- und gehäusesseitigen Öffnungen zum TEB verwendet werden. Diese Konfiguration dürfte nach bisherigem Kenntnisstand nur zu einer Verstärkung des RSI-Lärms führen.

Da in modernen Turbofan-Triebwerken Liner verwendet werden, würde es sich ebenfalls anbieten, die Messungen unter Verwendung eines Liners zu wiederholen. Für den Prüfstand existiert ein Liner-Segment, welches im Einlauf zwischen Mikrofonarray und Rotor montiert werden kann.

Ferner bestünde mit vorhandenen Prüfstandskomponenten die Möglichkeit, die Kopfspaltweite von 0,6 mm auf 0,3 mm zu senken. In der Folge wäre der Spaltwirbel sehr viel kleiner und würde bei der Erzeugung von RSI-Lärm eine kleinere Rolle spielen. Andere Methoden zur Minimierung des Spaltwirbels wären zusätzlich denkbar, z.B. die Verwendung eines Deckbandes.

Trotz Absenken der Turbulenz und Leistungsdichte im vom Nachlauf dominierten Teil des Strömungsfeldes konnte keine Breitbandlärmreduktion beobachtet werden. Es wird vermutet, dass der durch die Sekundärströmungen verursachte Teil des Breitbandlärms andere Quellmechanismen überdeckt. Im Umkehrschluss hieße dies, dass ein Abschwächen der Sekundärströmungen, besonders des Blattspitzenwirbels, auch zu einer Reduktion des Breitbandlärms mittels TEB führen könnte. Beim vorhandenen Prüfstand bestünde die Möglichkeit den Blattspitzenwirbel abzusaugen und ihn damit als Quellmechanismus deutlich abzuschwächen.

Weitaus interessanter und zugleich relevant für die industrielle Anwendung des

TEB wäre eine Reduzierung des benötigten Massenstroms. Er würde halbiert werden, wenn man nur aus jeder zweiten Schaufel ausblasen würde. Wie gut das tatsächlich bzgl. der Lärminderung funktioniert, müsste gezeigt werden. Zu erwarten wäre die Generierung von Zwischentönen, die genau zwischen den BPF liegen würden, aber insgesamt schwächer wären. Ein vollständiges Beseitigen des Beitrages jeder zweiten Schaufel zum RSI-Lärm käme aus akustischer Sicht der Halbierung der Rotorblattanzahl und der BPF gleich. Mit der Gleichung 2.16 für die Modenanregung nach Tyler und Sofrin lässt sich zeigen, dass in diesem Falle erst angeregte Moden ab der Frequenz $3BPF$ ausbreitungsfähig wären. Siehe hierzu Abbildung 3.13. An der Frequenz $3BPF$ wäre dies die Mode der Ordnung $m = -5$, die aufgrund ihrer Drehrichtung aber vom Rotor blockiert werden würde. Erst für die 4. BPF wird eine Mode positiver Ordnung $m = 4$ angeregt, die ausbreitungsfähig ist und denselben Drehsinn wie der Rotor hat. Die 4. BPF , und damit die zugehörige Mode, wird im Vergleich zu den Harmonischen geringerer Ordnung vermutlich eher schwach sein. Zusammenfassend kann man sagen, dass ein Ausblasen aus jeder zweiten Schaufel zu einem Cut-Off-Design der ersten drei BPF auf der Saugseite des Prüfstandes führen könnte.

Neben der Verwendung von nur jeder zweiten Schaufel kann man sich noch einige weitere Kombinationen vorstellen. Z.B. eine ungleichmäßige Verteilung der Schaufeln, die zum Ausblasen verwendet werden. Diese Gedankenspiele sollen an dieser Stelle aber nicht weiter vertieft werden. Die Möglichkeit, Rotorschaukeln gezielt aus den akustischen Quellmechanismen herauszunehmen, bieten jedoch einige interessante Ideen.

Um solche Parametervariationen besser durchführen zu können, wäre es sinnvoll, wenn man jeden Ausblaskanal einzeln regeln könnte. Dies wäre einfacher umsetzbar, wenn man die Druckluft nicht in das rotierende System bringen müsste. Dies kann umgesetzt werden, indem anstatt einer Rotor-Stator-Anordnung eine Stator-Rotor-Anordnung verwendet wird. In Anlehnung an Kohlhaas [39] könnte ein Regelkreis mit entsprechenden Zielparametern aufgebaut werden, der z.B. eine gewünschte modale Zusammensetzung des Schallfeldes vorgibt und dafür eine Ausblaskonfiguration finden soll.

Als Empfehlung für zukünftige Untersuchungen kann auf jeden Fall abschließend mitgegeben werden, dass an diesem Prüfstand immer der vorhandene TCS verwendet werden sollte, da er qualitativ und quantitativ schönere Ergebnisse ermöglicht. Ferner könnte es interessant sein, das gesamte Parameterfeld der Konfiguration A nochmals unter Verwendung des TCS akustisch zu untersuchen.

Nomenklatur

Arabische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
A_{in}	[m ²]	Querschnittsfläche des Einlaufs
A_{ex}	[m ²]	Querschnittsfläche des Austritts
c	[mm]	Profilhöhenlänge
c_{Γ}	[-]	Drehmomentenkoeffizient
\vec{c}	[m/s]	Geschwindigkeit im festen Absolutsystem
c_{iax}	[m/s]	Axialgeschwindigkeit im festen Absolutsystem
c_{iu}	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit im festen Absolutsystem
c_{ir}	[m/s]	Radialgeschwindigkeit im festen Absolutsystem
		$i = 1$: vor dem Rotor
		$i = 2$: hinter dem Rotor
D_R	[m]	Rotordurchmesser
E	[V]	elektrische Spannung
f	[Hz]	Frequenz
Δf	[Hz]	Frequenzauflösung
i	[-]	imaginäre Einheit
J_m	[-]	Bessel-Funktion m-ter Ordnung
l	[m]	charakteristische Länge
L	[mm]	Länge
L_p	[dB]	Schalldruckpegel
L_w	[dB]	Schalleistungspegel
m	[-]	Azimutalmodenordnung
\dot{m}_{VP}	[kg/s]	Massenstrom Ventilatorprüfstand
\dot{m}_{TEB}	[kg/s]	Einblasmassenstrom
\dot{m}_{TEB}^*	[-]	Dimensionsloser Einblasmassenstrom
M_{Tip}	[-]	Machzahl der Rotorblattspitzen
M_{in}	[-]	Machzahl der Einlaufströmung
n	[-]	Radialmodenordnung
p	[Pa]	Druck
p'	[Pa]	Druckschwankung
p_{amb}	[Pa]	Atmosphärendruck
p_{ex}	[Pa]	statischer Druck auf der Druckseite des Prüfstandes
p_{in}	[Pa]	statischer Druck auf der Saugseite des Prüfstandes
Δp_s	[Pa]	statische Druckerhöhung

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Δp_t	[Pa]	Totaldruckerhöhung
PR	[-]	Druckverhältnis („pressure rise“)
P_{aero}	[W]	aerodynamische Leistung
P_u	[W]	Nutzleistung
Q	[m ³ /s]	Volumenstrom
R_R	[m]	Rotorradius
R_{in}	[m]	Radius des Einlaufs
s	[mm]	Kopfspaltweite
t	[s]	Zeit
T_{amb}	[K]	Atmosphärentemperatur
\vec{u}	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors/ Geschwindigkeit des Relativsystems
u_{Tip}	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors an der Blattspitze
U	[min ⁻¹]	Drehzahl
U_{eff}	[m/s]	Kühlgeschwindigkeit / Effektivgeschwindigkeit eines Hitzdrahtes
\vec{v}	[m/s]	Geschwindigkeit im bewegten Relativsystem
V	[-]	Anzahl Statorschaufeln
x, y, z	[m]	kartesische Koordinaten
Z	[-]	Anzahl Rotorblätter

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α_2	[°]	Abströmwinkel
α	[1/m]	Wellenzahl
α	[W/(m ² K)]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[1/m]	Wellenzahl
ε	[-]	Nabenverhältnis
ζ	[-]	dimensionslose Kopfspaltweite $\zeta = s/c$
η_{aero}	[-]	aerodynamischer Wirkungsgrad
η_{el}	[-]	elektrischer Wirkungsgrad
η_{mech}	[-]	mechanischer Wirkungsgrad
γ	[°]	Gierwinkel der Hitzdrahtsonden
γ_{Fluid}	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit
Γ	[Ws]	aerodynamisches Drehmoment
ρ	[kg/m ³]	Dichte von Luft
ω	[1/s]	Kreisfrequenz
π	[-]	Kreiszahl, Druckverhältnis
Ω_R	[1/s]	Kreisfrequenz des Rotors

Kennzahlen

Formelzeichen	Definition	Bezeichnung
M	u/a	Mach-Zahl
Re	$u \cdot l/\nu$	Reynolds-Zahl
Nu	$\alpha \cdot l/\gamma_{\text{Fluid}}$	Nußelt-Zahl
φ	$4Q/(\pi D_R^2 u_{\text{Tip}})$	Lieferzahl
ψ	$2\Delta p_t/(\rho u_{\text{Tip}}^2)$	Druckzahl

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AMA	Azimutalmodenanalyse
BPF	Blattpassierfrequenz - blade passing frequency
BLA	Blade Locked Averaged - rotorblatt-gemittelt
DAQ	data acquisition - Datenerfassung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
eo	engine order
EPN	Effective Perceived Noise
PSD	power spectral density / spektrale Leistungsdichte
MIT	Massachusetts Institut of Technology
RLA	Rotor Locked Averaged - rotor-gemittelt
RMA	Radialmodenanalyse
RMS	root mean square
RSI	Rotor-Stator-Interaktion
TCS	Turbulence Control Screen - Turbulenz-Kontroll-Schirm
TEB	Trailing Edge Blowing - Hinterkantenausblasen
TUB	Technische Universität Berlin

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung eines Flugzeugtriebwerks mit hohem Nebenstromverhältnis, aus Rienstra und Hirschberg [61]	2
2.1	Prinzipielle Illustration der Geschwindigkeitsdreiecke der drallfreien Zu- und drallbehafteten Abströmung in einem Axialventilator	12
2.2	Prinzipielle Änderung des Geschwindigkeitsdreiecks in der Abströmung eines Axialventilators unter Berücksichtigung der Reibung	13
2.3	Sekundärströmungseffekte der Rotorumströmung. Bild nach Baier et al. [3].	14
2.4	Zylinderkoordinatensystem	15
2.5	Lösungen der Wellengleichung für verschiedene Modenordnungen (m, n). Bild aus Lemke [45].	17
3.1	Schematische Seitenansicht des Ventilatorprüfstands mit seinen wesentlichen Komponenten	21
3.2	Wesentliche Abmessungen des Ventilatorprüfstandes. Die Einheiten sind in mm.	22
3.3	Isometrische Schnittansicht des Ventilatorprüfstands als CAD-Modell	23
3.4	CAD-Modell des TEB-Rotors im Dreiviertel-Schnitt. CAD-Modell zur Verfügung gestellt von der Universität Siegen.	24
3.5	CAD-Modell des eingebauten TEB-Rotors im Dreiviertel-Schnitt mit der prinzipiellen Luftversorgung der Rotorscheaufeln	25
3.6	Luftversorgung des Spinners	26
3.7	TEB-Schaufel: Links im montiertem Zustand, rechts als Explosionsansicht. CAD-Modell zur Verfügung gestellt von der Universität Siegen.	27
3.8	Einige Fertigungsschritte des TEB-Rotors an der Universität Siegen, Fotos: Michael Kohlhaas, Universität Siegen	28
3.9	TEB-Rotor: Fotos (a)+(b) Michael Kohlhaas, Universität Siegen, Fotos (c)+(d) DLR	29
3.10	Vergleich der TEB-Rotor-Konfigurationen. Links: A, alle Schlitze geöffnet. Rechts: B, zwei Schlitze pro Schaufel verschlossen.	31
3.11	Kennfeld der Ventilatorstufe	32
3.12	Ausbreitungsfähige Moden im Ventilatorprüfstand	33
3.13	Ausbreitungsfähige Moden im Einlauf-Kanal an der Position des Mikrofon-Arrays	34

3.14	Ausbreitungsfähige Moden im axialen Bereich des Nabenkörpers vor dem Rotor	34
3.15	Ausbreitungsfähige Moden im Ausblaskanal an der Position der Mikrofon-Rechen	35
3.16	Bestimmung der Betriebsparameter des Prüfstandes	36
3.17	Massenstrommesser zur Bestimmung des Einblasmassenstroms . .	37
3.18	Messpositionen für die Schall- und Strömungsfeldmessung	37
3.19	Hitzdrahtsonde zur Bestimmung zweier Richtungskomponenten .	38
3.20	Einbaupositionen der Hitzdraht-Traversen im Prüfstand. Links: Seitenansicht auf Rotor und Stator. Rechts: Frontansicht	39
3.21	Hitzdrahtsonden im Prüfstand. Blick von vorne in Strömungsrichtung. Links: Spinner, rechts: Gehäusewand.	40
3.22	Messpositionen der Mikrofone auf der Saugseite des Prüfstandes. Links das CAD-Model, rechts das Array mit 75 Mikrofonen bestückt. Die Einheiten sind in mm.	41
3.23	Räumliche Auflösung der wandbündigen Mikrofonmessung auf der Saugseite des Prüfstandes. In rot, nicht verwendete Mikrofonpositionen.	41
3.24	Messpositionen der Mikrofone im drehbaren Kanalsegment auf der Druckseite des Prüfstandes. Links eine technische Zeichnung mit den wichtigsten Maßen, rechts der montierte Rechen. Die Einheiten sind in mm.	42
3.25	Räumliche Auflösung der Mikrofonmessung mit dem Rechen auf der Druckseite des Prüfstandes.	43
3.26	Messpositionen der Mikrofone auf Saug- und Druckseite des Prüfstandes bezogen auf die Statorvorderkante im Mittelschnitt. Die Einheiten sind in mm.	43
4.1	Drehung der Hitzdrahtsonde um den Gierwinkel γ	45
4.2	Parameterfeld für $U = 2500 \text{ min}^{-1}$: Die Testpunkte der Akustikmessungen sind als blaue Kreise und grüne Quadrate dargestellt. Bei dieser Drehzahl wurden keine Hitzdrahtmessungen durchgeführt.	48
4.3	Parameterfeld für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$: Die Testpunkte der Akustikmessungen sind als blaue Kreise und grüne Quadrate dargestellt. Die Akustik-Testpunkte, die mit Hitzdrähten vermessen wurden, sind mit farbigen Flächen hinterlegt.	49
5.1	Definition der dimensionslosen Schaufelhöhe h^*	51
5.2	Prozesskette, Datenreduktion und -analyse der Hitzdrahtmessung	54
5.3	Gitter für die Darstellung der phasen- bzw. rotor-gemittelten Messdaten. Links: Konfiguration A. Rechts: Konfiguration B.	56
5.4	Gitter für die Darstellung der phasen- und rotorblatt-gemittelten Messdaten. Links: Konfiguration A. Rechts: Konfiguration B.	56
5.5	Bereiche, die für die Bestimmung der Mittelwerte verwendet wurden. Dargestellt sind 3 der 18 Passagenbereiche, über die gemittelt wurde.	57
5.6	Konfiguration A, normierte Geschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, TEB aus	58

5.7	Konfiguration A, normierte Geschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, TEB an . . .	59
5.8	Definition des Koordinatensystems für die Darstellung der ausgewerteten Hitzdrahtdaten	59
5.9	Radiale Schnitte für gemittelte Nachläufe. Links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B	60
5.10	Prozesskette, Datenreduktion und -analyse der Mikrofonmessung .	62
6.1	Gemittelttes Schalldruckspektrum auf der Saugseite, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	65
6.2	Gemittelttes Schalldruckspektrum auf der Saugseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	65
6.3	Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 1. BPF, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	67
6.4	Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 2. BPF, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	68
6.5	Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 2. BPF, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	69
6.6	Schalldruckpegel $L_{p,m}$ der Azimutalmoden m -ter Ordnung für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	70
6.7	Ausbreitung der Mode (4,0) im Prüfstand	71
6.8	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	72
6.9	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	72
6.10	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Saugseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	73
6.11	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^-$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Saugseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	73
6.12	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^+$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	74
6.13	Schallleistungspegel $L_{w,mn}^+$ der Schallmoden der Ordnung (m, n) für die 2. BPF auf der Druckseite, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	74
6.14	Schallleistungspegel L_w^- gebildet aus den Pegeln der (m, n) -Moden für die ersten drei BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* , $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	75
6.15	Schallleistungspegel L_w^- gebildet aus den Pegeln der (m, n) -Moden für die ersten drei BPF in Abhängigkeit des Ausblasmassenstroms \dot{m}_{TEB}^* , $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	76
6.16	Schallleistungspegel L_w^- für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , Konfiguration A	77
6.17	Schallleistungspegel L_w^- für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , Konfiguration B	78
6.18	Differenz-Schallleistungspegel ΔL_w^- bezogen auf L_w^- bei $\dot{m}_{TEB}^* = 0$ % für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , Konfiguration A	79

6.19	Differenz-Schalleistungspegel ΔL_w^- bezogen auf L_w^- bei $\dot{m}_{TEB}^* = 0$ % für die 2. BPF in Abhängigkeit vom Ausblasmassenstrom \dot{m}_{TEB}^* und Lieferzahl φ , Konfiguration B	80
6.20	Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	82
6.21	Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	83
6.22	Normierte Umfangsgeschwindigkeit $c_{2u}/\overline{c_{2u}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	84
6.23	Normierte Umfangsgeschwindigkeit $c_{2u}/\overline{c_{2u}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	84
6.24	Normierte Radialgeschwindigkeit $c_{2r}/c_{2r,max}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	85
6.25	Normierte Radialgeschwindigkeit $c_{2r}/c_{2r,max}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	85
6.26	Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	88
6.27	Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	89
6.28	Nachläufe der Geschwindigkeiten an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	90
6.29	Nachläufe der Geschwindigkeiten an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	91
6.30	Turbulenzgrad Tu , links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	92
6.31	Turbulenzgrad Tu , links: TEB aus, rechts: TEB an, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	93
6.32	Umfangsgemittelter Turbulenzgrad Tu , $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	93
6.33	Umfangsgemittelter Turbulenzgrad Tu , $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	94
6.34	Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	95
6.35	Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	95
6.36	Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten am Mittelschnitt, $h^* = 0, 51$, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	96
6.37	Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten am Mittelschnitt, $h^* = 0, 49$, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	97
6.38	Änderung des Turbulenzgrades ΔTu durch Ausblasen, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B	99
6.39	Radiale Schnitte für die Darstellung der Turbulenz nahe am Gehäuse, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B	99
6.40	Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0, 21$, Konfiguration A	100
6.41	Nachläufe des Turbulenzgrades Tu an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0, 20$, Konfiguration B	101

6.42	Änderung der Umfangsgeschwindigkeit $\Delta c_{2u}/\overline{c_{2u}}$ durch Ausblasen, links: Konfiguration A, rechts: Konfiguration B	101
6.43	Nachläufe der normierten Umfangsgeschwindigkeit an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0,21$, Konfiguration A	102
6.44	Nachläufe der normierten Umfangsgeschwindigkeit an drei radialen Schnitten nah am Gehäuse, $\varphi = 0,20$, Konfiguration B	102
6.45	TCS am Prüfstandseinlauf montiert	104
6.46	Wabenstruktur des TCS, Wabentiefe = 30 mm, Wabendurchmesser = 3,7 mm, Bild aus Lindenbergl [47]	104
6.47	Reproduzierbarkeitsmessung der Akustik: Verlauf der gemittelten Schalldruckpegel aller Mikrofone auf der Saugseite der ersten vier BPF mit und ohne TCS, $\varphi = 0,20$, $\dot{m}_{TEB}^* = 0\%$ und $\dot{m}_{TEB}^* = 2,5\%$, Konfiguration B	105
6.48	Normierte Axialgeschwindigkeit $c_{2ax}/\overline{c_{1ax}}$, links: TEB aus, rechts: TEB an, oben: ohne TCS, unten: mit TCS, $\varphi = 0,20$, Konfiguration B107	
6.49	Umfangsgemittelte normierte Geschwindigkeiten, $\varphi = 0,20$, Konfiguration B, oben: ohne TCS, unten: mit TCS	108
A.1	Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{eff,2u})$, Konfiguration A	135
A.2	Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{eff,2u})$, Konfiguration A	136
A.3	Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{eff,2u})$, Konfiguration B	137
A.4	Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{eff,2u})$, Konfiguration B	137
A.5	Bestimmung der Betriebsparameter des Ventilatorprüfstandes	138
A.6	Aerodynamische Kennlinie der Ventilator-Stufe für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ mit und ohne TEB	139
A.7	Aerodynamische Kennlinie der Ventilator-Stufe für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ mit und ohne TEB	139

Tabellenverzeichnis

3.1	Parameter des Ventilatorprüfstandes	23
3.2	Parameter der TEB-Ventilatorstufe	24
3.3	Radiale Verteilung der Ausblasmenge nach der ursprünglichen Auslegung (Konfiguration A) und mit verschlossenen Öffnungen 1 und 5 (Konfiguration B)	30
3.4	Angeregte Azimutalmoden der Ordnung m nach Tyler und Sofrin [71] für die ersten fünf BPF	35
4.1	Datenerfassung und Parameter der Hitzdrahtmessung	46
4.2	Datenerfassung und Parameter der Mikrofonmessung	47
6.1	Testpunkte für den Vergleich von Konfiguration A und B	63
6.2	Änderung der Schalleistungspegel auf Saug- und Druckseite	81
6.3	Änderung der Schalleistungspegel auf Saug- und Druckseite, $\varphi = 0,20$, $m_{TEB}^* = 2,5\%$, Konfiguration B	106

Literaturverzeichnis

- [1] *Flugverkehr*. Online. www.bmub.bund.de/P719/. Version: Oktober 2007. – Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit - Aufgerufen am 27.03.2015
- [2] ACARE, (Advisory Council for Aeronautics Research in E.: *European Aeronautics: A Vision for 2020*. <http://www.acare4europe.org/documents/rarchive>. Version: 2001. – Aufgerufen am 28.3.2015
- [3] BAIER, Ralf-Dietmar ; HERGT, Alexander ; MEYER, Robert: *Axialverdichter*. <http://www.google.com/patents/DE102009052142B3?c1=de>. Version: Juli 2011. – Patent - DE 102009052142 B3
- [4] BARTENWERFER, Manfred: *Zur Analyse von Hitzdrahtsignalen turbulenter Strömungen*, TU-Berlin, Diss., 1981
- [5] BARTSCH: *Taschenbuch mathematischer Formeln*. Verlag Harri Deutsch Thun und Frankfurt/Main, 1989
- [6] BORGOLTZ, Aurelien: *Modifications of Coherent Structures in Fan Blade Wakes for Broadband Noise Reduction*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Diss., 2007
- [7] BORGOLTZ, Aurelien ; CRAIG, Margaret E. ; DEVENPORT, William J.: *Trailing Edge Blowing of Fan Blades*. In: *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference)*, 2005
- [8] BORGOLTZ, Aurelien ; DEVENPORT, William J. ; CRAIG, Liz: *Space-Time Correlations and Trailing Edge Flow Structure in Fan-Blade Wakes with Trailing Edge Blowing*. In: *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference)*, 2006
- [9] BRAMBLEY, E. J.: *Review of acoustic liner models with flow*. In: *Acoustics 2012*, 2012
- [10] BRITO, Margarita C.: *Stator Loading Measurements Behind a Fan with Trailing Edge Blowing*, Massachusetts Institut of Technology, Diplomarbeit, 1999
- [11] BROOKFIELD, J.M. ; WAITZ, I. A.: *Trailing-Edge Blowing for Reduction of Turbomachinery Fan Noise*. In: *Journal of Propulsion and Power* 16 (2000)

- [12] BROOKFIELD, John M.: *Turbofan Rotor/Stator Interaction Noise Reduction Through Trailing Edge Blowing*, Massachusetts Institute of Technology, Diss., 1998
- [13] BRUSE, Martin: *Zur Strömungsmechanik wandreibungsvermindernder riblet-Oberflächen*. VDI Verlag, 1999. – 172 S.
- [14] BRÄUNLING, Willy J.: *Flugzeugtriebwerke*. 3. Auflage. Springer, 2004
- [15] CAROLUS, Thomas: *Ventilatoren - Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*. 3. Auflage. Springer, 2013
- [16] CASALINO, D. ; DIOZZI, F. ; SANNINO, R. ; PAONESSA, A.: Aircraft noise reduction technologies: A bibliographic review. In: *Aerospace Science and Technology* 12 (2008), S. 1–17
- [17] CLEMEN, Carsten: *Entwicklung eines Verfahrens für den dreidimensionalen Entwurf von Rotoren in Axialverdichtern*, Technische Universität Dresden, Diss., 2009
- [18] CRAIG, Margaret E.: *Trailing-Edge Blowing of Model Fan Blades for Wake Management*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Diplomarbeit, 2005
- [19] CUNNINGHAM, Justin: *Rolls-Royce commits to geared turbofan*. Online. <http://www.eurekamagazine.co.uk/design-engineering-features/technology/rolls-commits-to-geared-turbofan/65879/?AspxAutoDetectCookieSupport=1>. Version: November 2014. – Aufgerufen am 27.03.2015
- [20] CURTIS, A. R. D.: *Active Control of Fan Noise by Vane Actuators / NASA - Glenn Research Center*. 1999 (NASA/CR-1999-209156). – Forschungsbericht
- [21] EBERLINC, Matjaz ; SIROK, Brane ; DULAR, Matevz ; HOCEVAR, Marko: Modification of Axial Fan Flow by Trailing Edge Self-Induced Blowing. In: *Journal of Fluids Engineering* 131 (2009), Nr. 11
- [22] EBERLINC, Matjaz ; SIROK, Brane ; HOCEVAR, Marko ; DULAR, Matevz: Numerical and experimental investigation of axial fan with trailing edge self-induced blowing. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 73 (2009), Nr. 3
- [23] ECK, Bruno: *Ventilatoren - Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Quersstromventilatoren*. 5. Auflage. Springer, 1972
- [24] EHRENFRIED, Klaus: *Strömungsakustik, Skript zur Vorlesung*. Mensch & Buch Verlag, 2004
- [25] ENGHARDT, L. ; RAITOR, T. ; TAPKEN, U. ; GIEBMANN, A.: *Abschlussbericht - Neuartige aktive/passive Systeme zur Geräuschminderung an Triebwerken - NASGeT / Forschungsverbund Leiser Verkehr*. 2009 (Förderkennzeichen: 20T0310C). – Forschungsbericht

- [26] ENGHARDT, L. ; TAPKEN, U. ; NEISE, W. ; SCHIMMING, P. ; MAIER, R. ; ZILLMANN, J.: Active control of fan noise from high-pass ratio aeroengines: experimental results. In: *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society* Vol. 106 (2002), S. Seiten 501 – 506
- [27] ENGHARDT, L. ; ZANG, Y. ; NEISE, W.: Experimental verification of a radial mode analysis technique using wall-flush mounted sensors. In: *137th meeting of the Acoustical Society of America and 2nd Convention of the European Acoustic Association, 1999*
- [28] ENVIA, Edmane: Fan Noise Source Diagnostic Test – Vane Unsteady Pressure Results / NASA - Glenn Research Center. 2002 (NASA/TM-2002-211808). – Forschungsbericht
- [29] ERTEL, G.: *Entwicklung eines Hitzdrahtkalibrierverfahrens unter realen Turbomaschinenbedingungen bei hohen Unterschallmachzahlen*, TU-Berlin, Diplomarbeit, 2006
- [30] FITE, E. B. ; WOODWARD, Richard P. ; PODBOY, Gary G.: Effect of Trailing Edge Injection on Fan Noise and Aerodynamic Performance. In: *3rd AIAA Flow Control Conference, 2006*
- [31] GRIEB, Hubert: *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer, 2009
- [32] HAKANSSON, Sebastian: *Vergleich instationärer TRACE-Simulationen mit experimentell gewonnenen hochaufgelösten Hitzdrahtdaten zur Optimierung des TRACE Codes*, TU-Berlin, Diplomarbeit, 2012
- [33] HALASZ, Christopher ; ARNTZ, David ; BURDISSO, Ricardo ; NG, Wing: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 1: Advanced Trailing Edge Blowing Concepts. In: *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference), 2005*
- [34] HALASZ, Christopher W.: *Advanced Trailing Edge Blowing Concepts for Fan Noise Control: Experimental Validation*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Diplomarbeit, 2005
- [35] HANSON, Donald B.: Acoustic Reflection and Transmission of 2-Dimensional Rotors and Stators Including Mode and Frequency Scattering Effects / NASA. 1999 (NASA/CR-1999-208880). – Forschungsbericht
- [36] HUFF, Dennis L.: Noise Reduction Technologies for Turbofan Engines / NASA - Glenn Research Center. 2007 (NASA/TM-2007-214495). – Forschungsbericht
- [37] HUGHES, Chris: *Geared Turbofan Technology*. Online. http://www.aeronautics.nasa.gov/pdf/hughes_green_aviation_summit.pdf. Version: September 2010. – Aufgerufen am 27.03.2015

- [38] KAUSCHE, Philip: Auffüllen der Rotorschaufel-nachläufe mittels Hinterkanten-ausblasen / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), Institut für Antriebstechnik, Abteilung Triebwerksakustik. 2014 (IB 92517-14/B5). – Interner Bericht
- [39] KOHLHAAS, Michael: *Untersuchung des Hinterkanten-ausblasens bei axialen Strömungsmaschinen zur Reduktion des Rotor-Stator-Interaktionsschalls*, Universität Siegen, Diss., 2013
- [40] KOHLHAAS, Michael ; BAMBERGER, Konrad ; CAROLUS, Thomas: Acoustic Optimization of Rotor-Stator Interaction Noise by Trailing-Edge Blowing. In: *19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (34th AIAA Aeroacoustics Conference)*, 2013
- [41] LANGFORD, Matthew D. ; MINTON, Christopher ; NG, Wing F. ; BURDISO, Ricardo A. ; HALASZ, Christopher: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 3: Rig Testing of Optimal Design. In: *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference)*, 2005
- [42] LANGFORD, Matthew D. ; MINTON, Christopher M. ; NG, Wing F. ; ESTEVA-DEORDAL, Jordi ; BURDISO, Ricardo A.: Fan Flow Control for Noise Reduction Part 2: Investigation of Wake-Filling Techniques. In: *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (26th AIAA Aeroacoustics Conference)*, 2005
- [43] LEITSCH, Thomas A.: *Reduction of Unsteady Rotor-Stator Interaction Using Trailing Edge Blowing*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Diplomarbeit, 1997
- [44] LEITSCH, Thomas A. ; SAUNDERS, C. A. ; NG, W. F.: Reduction of Unsteady Stator-Rotor Interaction using Trailing Edge Blowing. In: *Journal of Sound and Vibration* 235 (2000), S. 235–245
- [45] LEMKE, Olaf: *Aktive Minderung des Drehklangs einer axialen Fanstufe mittels Drucklufteinblasung in den Blattspitzenbereich*, TU-Berlin, Diss., 2014
- [46] LINDEN, Johannes: *Auswertung und Analyse von instationären Hitzdrahtdaten einer Rotor/Stator- und Rotor/Rotor- Anordnung eines industriellen Verdichters*, TU-Berlin, Studienarbeit, 2009
- [47] LINDENBERG, Saskia: *Konstruktion, Bau und Erprobung eines Turbulenzschirms*, Technische Hochschule Wildau, Bachelorarbeit, 2013
- [48] LOEW, Raymond A. ; LAUER, Joel T. ; MCALLISTER, Joseph: The Advanced Noise Control Fan / NASA - Glenn Research Center. 2006. – Forschungsbericht
- [49] MANGIAROTTY, R. A.: The reduction of aircraft engine fan-compressor noise using acoustic linings. In: *Journal of Sound and Vibration* (1971)
- [50] MCBRIDE, James W.: *Reduction of sound in gas turbine engines*. März 1971 Patent - 3,572,960

- [51] MINTON, Christopher M.: *Wake Filling Techniques for Reducing Rotor-Stator Interaction Noise*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Diplomarbeit, 2005
- [52] MORAVEC, Zdenek: *Schaufelmaschine mit vermindelter Geräuscherzeugung*. November 1968. – Patent - DE1428188 A1
- [53] MOREAU, Antoine: *Hitzdrahtmessungen an einer Verdichterstufe zwischen Rotor und Stator*, Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs en Construction Aéronautique (ENSICA), Diplomarbeit, 2005
- [54] NAUMANN, R.: *Control of the wake from a simulated blade by trailing-edge blowing*, Lehigh University Betlehem, Diplomarbeit, 1992
- [55] NEISE, Wolfgang: Aerodynamische Geräusche von Ventilatoren Erzeugungsmechanismen und Minderungsmaßnahmen. In: *Tagung des Haus der Technik e.V., Essen Aeroakustik - Schallerzeugung, Geräuschminderung, akustische Messungen und Berechnungen in Strömungen*, 2004
- [56] NEUHAUS, L. ; NEISE, W.: Beeinflussung von rotierender Instabilität und Blattspitzenwirbellärm von axialen Turbomaschinen durch Einblasen von Druckluft aus den Schaufelspitzen. In: *Fortschritte der Akustik*, 2005
- [57] NEUHAUS, Lars ; NEISE, Wolfgang: Active Control to Improve the Aerodynamic Performance and Reduce the Tip Clearance Noise of Axial Turbomachines with Steady Air Injection into the Tip Clearance Gap. In: *1st Conference on Active Flow Control*, 2006
- [58] NEUHAUS, Lars ; NEISE, Wolfgang: Verbesserung der aerodynamischen und akustischen Kenngrößen axialer Turbomaschinen durch Beeinflussung der Kopfspaltströmung. In: *Fachtagung Ventilatoren*, 2006, S. 313–325
- [59] NITSCHKE, W. ; BRUNN, A.: *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [60] RAO, Nikhil M. ; FENG, Jinwei ; BURDISSO, Ricardo A. ; NG, Wing F.: Experimental Demonstration of Active Flow Control to Reduce Unsteady Stator-Rotor Interaction. In: *AIAA Journal* 39 (2001)
- [61] RIENSTRA, Sjoerd W. ; HIRSCHBERG, Avraham: *An Introduction to Acoustics*. (2015)
- [62] SCHULZ, Jan: *Aktive Geräuschminderung des Drehklangs axialer Turbomaschinen durch Strömungsbeeinflussung*, TU Berlin, Diss., 2004
- [63] SELL, Julian: *Cascading testing to assess the effectiveness of mass addition/removal wake management strategies for reduction of rotor-stator interaction noise*, MIT, Cambridge, Diplomarbeit, 1997

- [64] STAHL, Bernhard: *Experimenteller Beitrag zur Schallerzeugung durch die Turbulenz in einer Rohrströmung hinter einer un stetigen Querschnittserweiterung*, TU-Berlin, Diss., 1985
- [65] SUTLIFF, D. L.: *Broadband Noise Reduction of a Low-Speed Fan Noise Using Trailing Edge Blowing / NASA - Glenn Research Center. 2005. – Forschungsbericht*
- [66] SUTLIFF, Daniel L. ; CURTIS, Alan R. ; HEIDELBERG, Laurence J. ; REMINGTON, Paul J.: *Performance of an Active Noise Control System for Fan Tones Using Vane Actuators / NASA - Glenn Research Center. 2000 (NASA/TM-2000-210229). – Forschungsbericht*
- [67] SUTLIFF, Daniel L. ; TWEEDT, Daniel L. ; FITE, E. B. ; ENVIA, Edmane: *Low-Speed Fan Noise Reduction With Trailing Edge Blowing / NASA - Glenn Research Center. 2002 (NASA/TM-2002-211559). – Forschungsbericht*
- [68] TAPKEN, U. ; BAUERS, R. ; ARNOLD, F. ; ZILLMANN, J.: *Turbomachinery Exhaust Noise Radiation Experiments - Part2: In-Duct and Far-Field Mode Analysis. In: 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference), 2008*
- [69] TAPKEN, Ulf ; RAITOR, Till ; ENGHARDT, Lars: *Tonal Noise Radiation from an UHBR Fan - Optimized In-Duct Radial Mode Analysis. In: 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2009*
- [70] TROPEA, Cameron (Hrsg.) ; YARIN, Alexander L. (Hrsg.) ; FOSS, John F. (Hrsg.): *Handbook of Experimental Fluid Mechanics. Springer, 2007*
- [71] TYLER, J. M. ; SOFRIN, T.G.: *Axial flow compressor noise studies. In: Transactions of the Society of Automotive Engineers 70 (1962), S. 309–332*
- [72] WAITZ, I. A. ; BROOKFIELD, J. M. ; SELL, J. ; HAYDEN, B. J.: *Preliminary Assessment of Wake Management Strategies for Reduction of Turbomachinery Fan Noise. In: Journal of Propulsion and Power 12 (1996), September - Oktober, Nr. 5*
- [73] WOODWARD, Richard P. ; ELLIOT, David M. ; HUGHES, Christopher E. ; BERTON, Jeffrey J.: *Benefits of Swept-and-Leaned Stators for Fan Noise Reduction. In: Journal of Aircraft 38 (2001)*
- [74] WOODWARD, R.P. ; FITE, E. B. ; PODBOY, G. G.: *Noise Benefits of Rotor Trailing Edge Blowing for a Model Turbofan / NASA - Glenn Research Center. 2007 (NASA/TM-2007-214666). – Forschungsbericht*

Anhang A

Anhang

A.1 Frequenzanalyse der Strömung über die gesamte radiale Höhe

Für die folgenden Abbildungen A.1 bis A.4 wurden jeweils die Leistungsdichtespektren der Kühlgeschwindigkeiten in Umfangsrichtung gebildet. Diese Komponente wurde gewählt, da sie einen dominanten Teil der Strömung darstellt und alle folgenden Diskussionen können an ihr repräsentativ durchgeführt werden. Die Frequenzanteile wurden für jede radiale Position bestimmt und dann gemeinsam in einem isometrischen Wasserfalldiagramm aufgetragen.

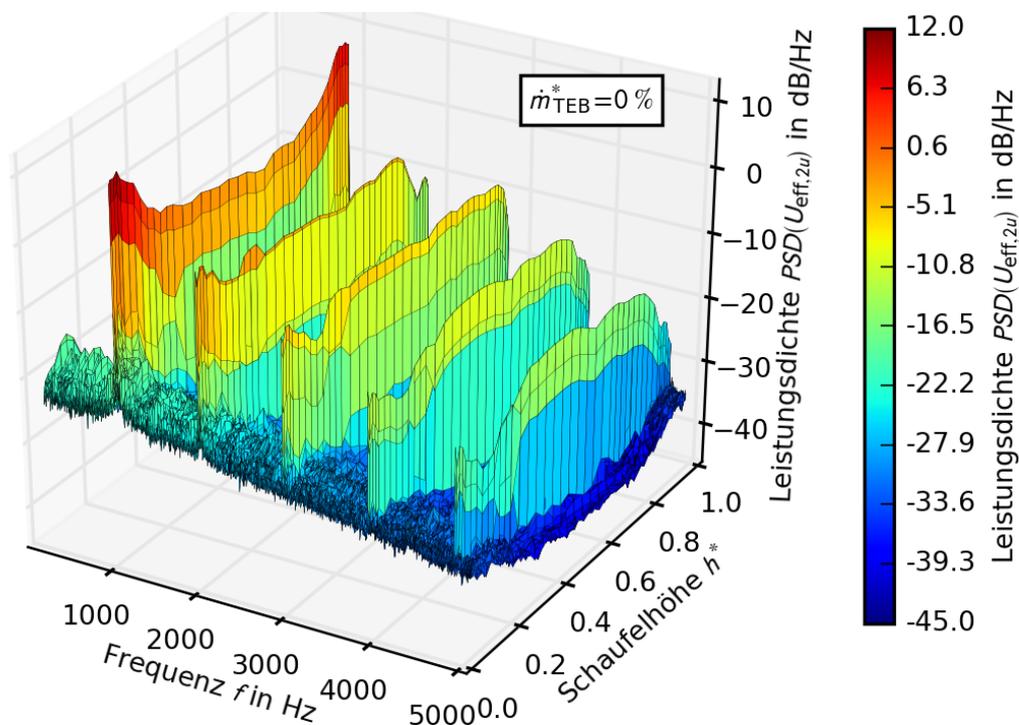


Abbildung A.1: Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{eff,2u})$, **Konfiguration A**

Dargestellt sind jeweils die Frequenzen bis 5 kHz. Dadurch sieht man sowohl die

dominanten Frequenzanteile in der Strömung als auch deren radialen Verlauf. In allen Abbildungen sind die ersten fünf *BPF* deutlich zu erkennen. Unabhängig von Konfiguration und Beeinflussung erkennt man die erhöhten Pegel an der 1. *BPF* im Bereich der Nabenströmung und der Blattspitze der Rotorschaukeln. Die Erhöhung wird durch die dominanten Sekundärströmungen in diesem Bereich verursacht. Im Bereich $0,4 < h^* < 0,8$ dominiert dagegen der Nachlauf der Strömung. Mit Beeinflussung lässt sich für beide Konfigurationen eine Minderung der Pegel erkennen; nicht nur für die 1. *BPF*, sondern ebenso für die Harmonischen. Durch den ausgeprägteren Blattspitzenwirbel des Betriebspunktes bei Konfiguration A ist der Pegel bei Konfiguration A in diesem Bereich höher als bei Konfiguration B.

Für Konfiguration B erkennt man im Bereich der 1. *BPF* der Nabe sogar eine leichte Erhöhung der Pegel mit Beeinflussung. Da die Spektren nicht mit den Zeitreihen des Abbildung 6.38 gebildet wurden, kann auch keine Erhöhung der Pegel für Konfiguration A im Bereich der Blattspitze festgestellt werden.

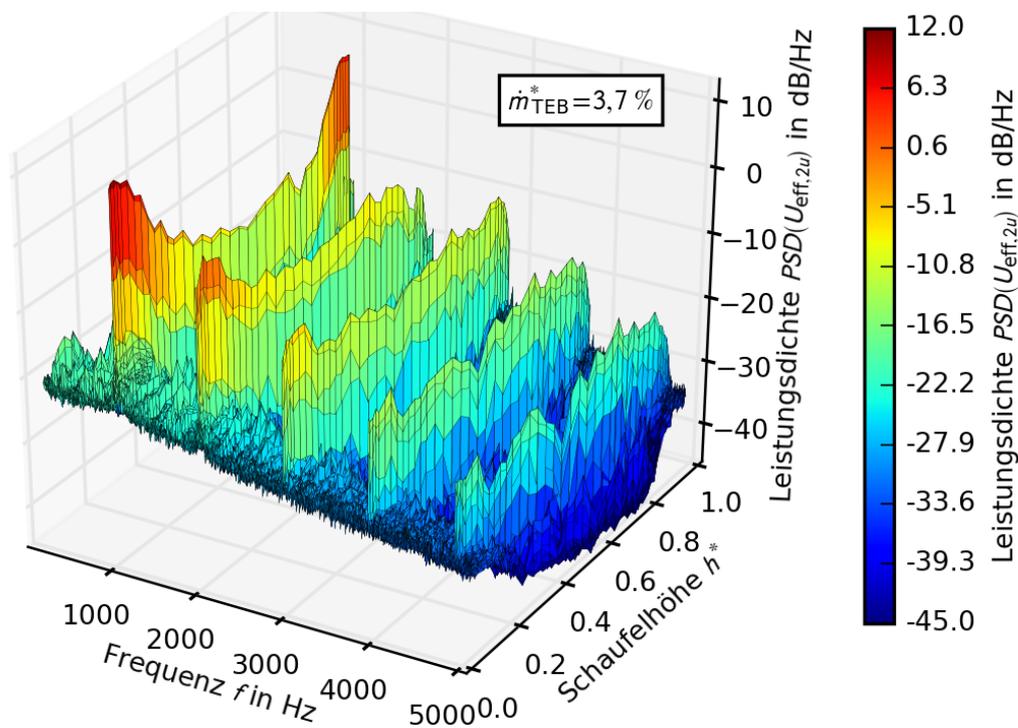


Abbildung A.2: Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{\text{eff},2u})$, **Konfiguration A**

In den Spektren spiegelt sich erneut wieder, dass die Auffüllung des Nachlaufs bei Konfiguration A insgesamt homogener ist. Die Absenkung der Pegel der 1. *BPF* ist gleichmäßiger als bei Konfiguration B. Dies kann auf die höhere Schaukelbelastung bei $\varphi = 0,20$ zurückgeführt werden.

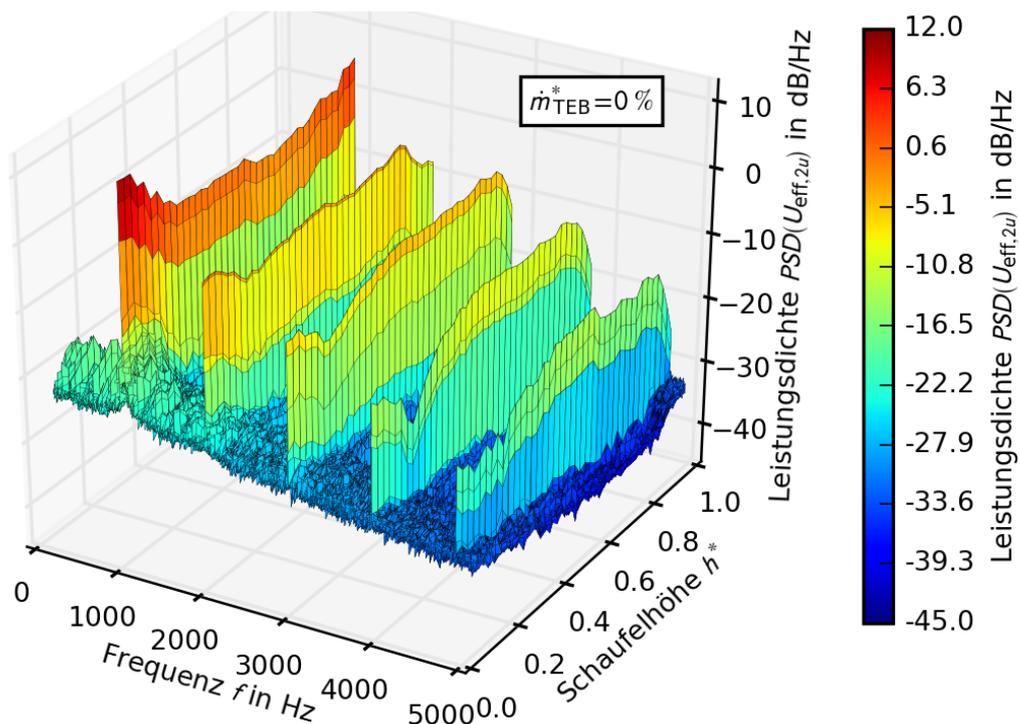


Abbildung A.3: Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{\text{eff},2u})$, **Konfiguration B**

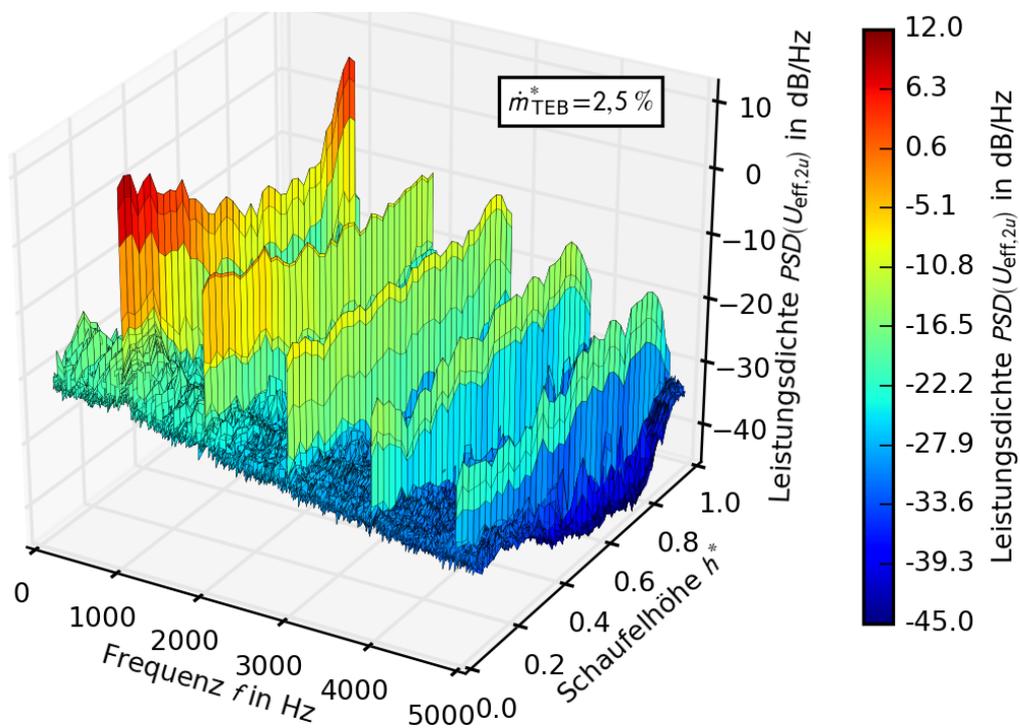


Abbildung A.4: Leistungsdichte der Kühlgeschwindigkeit in Umfangsrichtung $PSD(U_{\text{eff},2u})$, **Konfiguration B**

A.2 Bestimmung der Betriebsparameter des Ventilatorprüfstandes

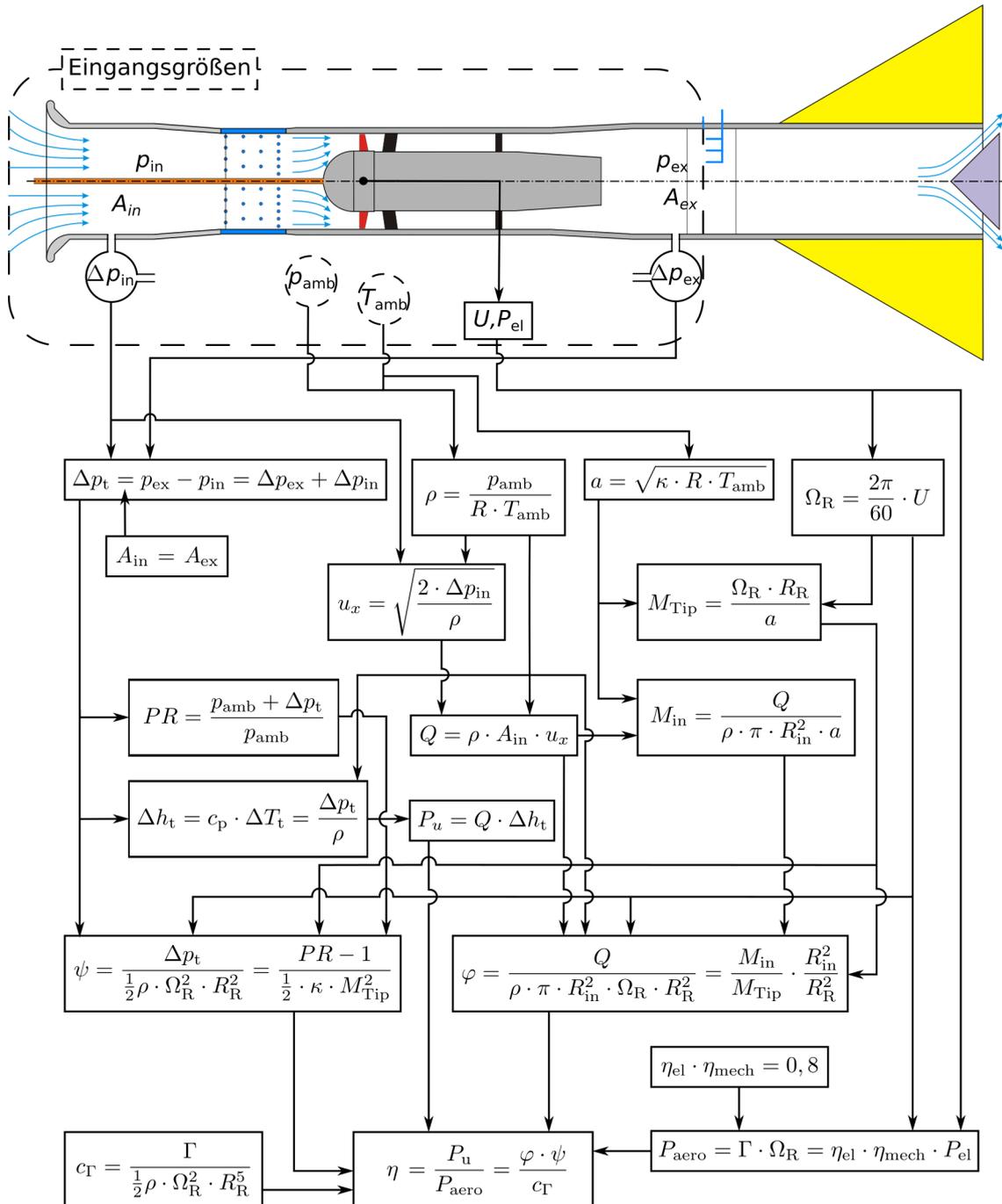


Abbildung A.5: Bestimmung der Betriebsparameter des Ventilatorprüfstandes

In der Abbildung A.5 ist das Formelwerk zur Bestimmung aller wichtigen Betriebsparameter dargelegt. Die gemessenen Eingangsgrößen sind oben im Bild durch die gestrichelte Umrandung hervorgehoben. Die Drücke des Ventilatorprüfstandes wurden mit elektromechanischen Differenzdruckaufnehmern bestimmt. Die Differenzdruckaufnehmer sind ab Werk kalibriert. Die ausgegebenen Span-

nungen der Druckaufnehmer werden mit Voltmetern gemessen, die vom Messrechner ausgelesen und gesteuert werden.

A.3 Einfluss auf die Performance

Der Einfluss des TEB auf die aerodynamischen Kennlinien der Ventilatorstufe ist gering. Die Kennlinien ψ über φ und η über φ mit und ohne Ausblasen sind in den Abbildungen A.6 und A.7 abgebildet. Sie gelten jeweils für die Drehzahl $U = 3200 \text{ min}^{-1}$.

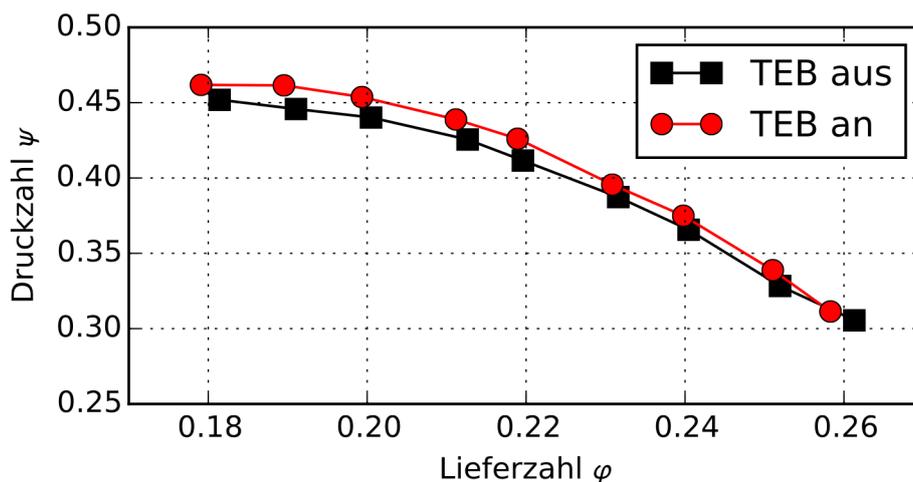


Abbildung A.6: Aerodynamische Kennlinie der Ventilator-Stufe für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ mit und ohne TEB

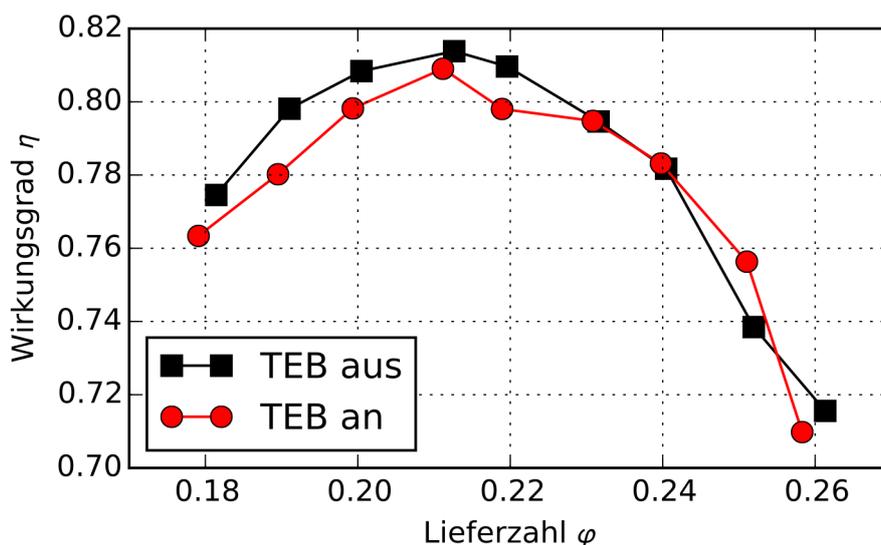


Abbildung A.7: Aerodynamische Kennlinie der Ventilator-Stufe für $U = 3200 \text{ min}^{-1}$ mit und ohne TEB

Bei der Berechnung des Wirkungsgrades η ist der zusätzliche Massenstrom durch Ausblasen nicht berücksichtigt.

A.4 Messunsicherheiten

A.4.1 Massenstrommesser

Die Bestimmung des Ausblasmassenstroms erfolgt mit einem Massenstrommesser vom Typ *F-106BI-ABD-01-V* der Firma *Bronkhorst*. Die Genauigkeit eines kalibrierten Gerätes wird vom Hersteller mit $\pm 1\%$ vom Endwert angegeben. Die Reproduzierbarkeit des Messwertes ist $< 0,2\%$ vom Endwert angegeben. Der Massenstrommesser wurde ab Werk kalibriert geliefert.

A.4.2 Druckmessung

Die Drücke des Ventilatorprüfstandes werden mit elektromechanischen Differenzdruckaufnehmern vom Typ *120AD BARATRON* der Firma *MKS* bestimmt. Die Differenzdruckaufnehmer sind ab Werk kalibriert. Der Messfehler wird vom Hersteller mit $\pm 0,12\%$ auf den Messwert angegeben.

Die ausgegebenen Spannungen der Druckaufnehmer werden mit *Hewlett Packard* Voltmetern gemessen.

A.4.3 Hitzdrahtanemometrie

Da die Hitzdrahtanemometrie ein thermoelektrisches Verfahren ist, spielt der Einfluss der Temperatur während Kalibrierung und der Messung eine wichtige Rolle. Während der Kalibrierung und der Messung wurde die aktuelle Temperatur mit einem PT-100 Temperaturfühler aufgezeichnet. Für die Kalibrierung der Hitzdrähte und die Analyse der Messungen wurde daher ein *Re-Nu*-Verfahren verwendet, um den Temperatureinfluss gering zu halten. Für die Kalibrierung wurde ein von Ertel [29] gebauter Kalibrationskanal verwendet. Die Hitzdrahtsonden wurden für einen Bereich von 5 m/s bis 60 m/s in Schritten von 5 m/s kalibriert und zugehörige Kalibrierungskurven erstellt.

Bei der Bewertung der durch die Hitzdrahtsonden ermittelten Geschwindigkeiten ist zu bedenken, dass Hitzdrahtsonden in ihrem Grundprinzip richtungsblind sind. Durch die Verwendung der X-Draht-Messtechnik können jedoch Fehlanströmungen bis $\pm 20^\circ$ berücksichtigt werden. Turbulenzgrade $> 15\%$ können nach Bartenwerfer [4] ebenfalls signifikante Messunsicherheiten verursachen. Daher ist die quantitative Analyse der Geschwindigkeiten in Gebieten stark dreidimensionaler Strömung in der Regel nicht möglich.

Die Hitzdrahtbrücken wurden vom DLR entwickelt und sind mit der angeschlossenen Messtechnik und Datenerfassung in der Anlage *HDA-5* verbaut.

A.4.4 Mikrofonmessungen

Für die Kalibrierung der Mikrofone wird ein Kalibrator der Firma *Brüel & Kjær* vom Typ 3541-A verwendet. Der Kalibrationspegel beträgt ca. 124 dB bei einer Kalibrierungsfrequenz von ca. 250 Hz. Die exakten Werte sind den Kalibrierungsunterlagen des Gerätes zu entnehmen. Der Kalibrator arbeitet mit einer Genau-

igkeit von $\pm 0,1$ dB.

Um das Schallfeld zu vermessen wurden $1/4$ " Kondensator-Mikrofone vom Typ 40BP und passende Vorverstärker vom Typ 26AC der Firma *G.R.A.S. Sound & Vibration* verwendet. Im interessierenden Frequenzbereich bis 20 kHz weisen sie ein lineares Verhalten auf, weswegen sie bei einer festen Frequenz kalibriert werden können.

Für die Datenerfassung wurde eine speziell für die parallele Messung vieler Wechselspannungen beim DLR entwickelte Messanlage verwendet.

