

# Aerodynamische Optimierung umlenkender Turbinenübergangskanäle und deren Einfluss auf die Schallentstehung

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz

von

Dipl.-Ing. Christian Faustmann

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Vorstand: o.Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Erstbegutachter: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Emil Göttlich

Zweitgutachter: Ao.Univ.-Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hans-Herwig Priebisch

Graz, im Jahr 2014

*„Freude herrscht“*

-Adolf Ogi-

## DANKSAGUNG

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Dr. Emil Göttlich, für das in mich gesetzte Vertrauen, die tolle Zusammenarbeit und die großartige Betreuung und Unterstützung im Rahmen dieser Dissertation. Gleichzeitig möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr. Hans-Herwig Pribsch für die Übernahme der Zweitbegutachtung meiner Dissertation ein Dankeschön aussprechen.

Weiterer Dank gebührt Prof. Franz Heitmeir, den Mitarbeitern der Firma MTU Aero Engines AG und des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrttechnik für die Unterstützung und anregenden Diskussionen im Rahmen der Projekte AMICA und BEZWIG. Bei Herrn Dr. Andreas Marn möchte ich mich für seine guten Ideen und konstruktiven Diskussionen bedanken.

Ein besonderer Dank gilt dem Prüfstand inklusiver seines Herzstücks, der Verdichteranlage, zusammen mit dem Vater der Verdichteranlage Herrn Dr. Peter Pirker, die 71 Versuchsnächte und knapp 1000 nächtliche Betriebsstunden durchgehalten haben.

Des Weiteren möchte ich mich bei unserer Werkstatt, unserer Sekretärin Frau Bianca Böhm und bei allen Kollegen vom Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik für ihr offenes Ohr und ihre Hilfsbereitschaft bedanken.

Ehre, wem Ehre gebührt und ein herzliches Dankeschön an Felix Crößmann, mein wertvollster Begleiter im Studium an der Technischen Universität Darmstadt, mein Diskussionspartner in allen Angelegenheiten und mein treuester Begleiter beim Gewinn der Fußball Weltmeisterschaft 2014.

Schließlich gilt das größte und herzlichste Dankeschön meiner Familie, meinen Brüdern Felix und Florian, die mich robust ausgebildet haben, meiner Mutter und meinem Vater, die mich von der Schule, über das Studium bis zur Dissertation moralisch und finanziell stets unterstützt haben und meiner Freundin Eva, die mit ihrer Unterstützung und ihrem Verständnis für meine Forschungstätigkeiten in der Nacht und an den Wochenenden einen wichtigen Beitrag zum Entstehen dieser Arbeit leistete und mich darüber hinaus sehr glücklich macht.

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt bzw. die wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 27.09.2014

Christian Faustmann

## KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit beschreibt experimentelle aerodynamische und akustische Untersuchungen von verschiedenen umlenkenden Turbinenübergangskanälen (*Turning Mid Turbine Frame*, TMTF), die im Zwei-Wellen Turbinen-Prüfstand am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt wurden. Die Versuchsanlage wird kontinuierlich mit verdichteter Luft gespeist und im offenen Kreislauf betrieben. Der zu untersuchende Strömungspfad besteht aus einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe und einer Niederdruckturbinenstufe. Diese setzt sich aus einem umlenkenden Turbinenübergangskanal und einer gegenläufig rotierenden Niederdruckturbinenstufe zusammen.

Die drei TMTF-Konfigurationen werden bei Strömungsbedingungen untersucht, die vom Machzahlniveau denen eines realen Triebwerks im Reiseflug entsprechen würden. Die erste Konfiguration C1 weist 16 dreidimensional ausgelegte umlenkende Stützrippen auf. Das Ziel der zweiten Konfiguration C2 mit ebenfalls 16 Schaufeln ist es, die axiale Baulänge um 10% zu reduzieren ohne dabei die Strömungsverluste zu vergrößern. Dies wurde durch die Applikation einer dreidimensionalen konturierten Kanalseitenwand gewährleistet. Beim dritten TMTF (C3) wurde in den Passagen zwischen den 16 Stützschaufeln weitere 32 sogenannte splitter-vanes eingebracht. Insgesamt leiten 48 Schaufeln die Strömung von der Hochdruckturbinenstufe zur Niederdruckturbinenstufe. Eine weitere Randbedingung stellten die Zuströmbedingungen für die stromab arbeitende Niederdruckturbinenstufe dar. Die zweite und dritte Konfiguration musste ähnliche Zuströmbedingungen gewährleisten wie die Erste (C1).

Um den Druckverlust der TMTF-Konfigurationen C1 und C2 zu ermitteln, wurden Messungen mit Hilfe einer 5-Loch-Sonde und Totaldruckrechen am Eintritt und am Austritt beider TMTFs durchgeführt. Die aerodynamischen Messungen zeigten sowohl mit Hilfe der 5-Loch-Sonde als auch mit den Totaldruckrechen, dass es möglich ist, einen umlenkenden Turbinenübergangskanal bei gleichbleibendem geringem Druckverlust 10% kürzer und damit aggressiver (steiler und dadurch ablösegefährdeter) als die Konfiguration C1 auszulegen. Die Verringerung der axialen Baulänge reduziert das Gewicht des Triebwerks und dadurch auch den Treibstoffverbrauch moderner Flugzeuge.

Aufgrund immer strenger werdender Lärmvorschriften seitens der Behörden wurden neben den aerodynamischen Untersuchungen auch akustische Untersuchungen stromab der Niederdruckturbinenstufe durchgeführt. Der verkürzte Abstand zwischen dem Niederdruckstator (TMTF) und dem Niederdruckrotor führt zu einem Anstieg im Summenpegel des 10 % kürzeren TMTFs von bis zu 10 dB. Verglichen mit C1 reduziert die dritte TMTF-Konfiguration (C3) die instationären Effekte des Hochdruckrotors um 7 dB und des Niederdruckrotors um 4 dB. Darüber hinaus wurde „akustisches Clocking“ als schallreduzierende Maßnahme erfolgreich untersucht, d.h. durch eine geeignete Wahl der Relativposition zwischen dem Hochdruckstator und dem Niederdruckstator (TMTF) können einzelne Moden vermindert werden. Dies wirkt sich nicht nur positiv auf die Aeroelastizität des stromab drehenden Rotors, sondern auch auf die gemessene Schalleistung aus. Durch diese kostengünstige Maßnahme konnte eine Lärmreduktion von bis zu 4 dB (Vergleich akustisch optimale Clockingposition zur Ausgangsclockingposition) festgestellt werden.

## ABSTRACT

This thesis deals with the investigation on the aerodynamics and the acoustics of different turning mid turbine frames (TMTF) in the two-stage two-spool test turbine located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) of Graz University of Technology. The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage made of a turning mid turbine frame (TMTF) and a counter-rotating low pressure rotor.

Three TMTF setups have been investigated at engine like flow conditions (Mach Number). The first configuration (C1) consists of 16 highly 3D-shaped turning struts. The goal of the second design (C2) was to reduce the length of the TMTF by 10% without increasing the losses and providing comparable inflow to the LP turbine rotor. This was achieved by applying 3D-contoured endwalls at the hub. The third one (C3) is a new embedded concept for the turning mid turbine frame with two zero-lift splitters placed into the struts' passages. In total 48 vanes (16 struts plus 32 splitter vanes) guide the flow from the HP-rotor to the LP-rotor.

To estimate the pressure loss over the duct (C1 and C2) aerodynamic measurements are performed at the inlet and the outlet of both turning mid turbine frames by using 5-hole probes (FHP) and total pressure rakes. The FHP-measurements at the inlet of the TMTF were performed in three different ways to obtain the influence of probe positioning and traversing on the results. While the 5-hole probe was traversed only in a sector the rakes were traversed over the full circumference. The comparison between the two turning mid turbine frame setups shows from an aerodynamic point of view that it is possible to reduce the engine weight by designing a 10% shorter TMTF with endwall contouring providing the same pressure loss and comparable inflow conditions for the LP turbine rotor.

Due to the fact that noise becomes more and more an issue additional acoustic measurements were carried out downstream of the low pressure turbine. By comparing the two setups (C1 and C2) in terms of noise generation the propagating modes due to the HP turbine were found to be the same, while an increase of 10dB in amplitude of the modes related to the LP turbine was found in the 10% shorter setup. In the multi-splitter configuration (C3), the overall sound power level depending on the blade passing frequency (BPF) of the HP turbine is reduced by 7 dB and depending on the BPF of the LP turbine by 4 dB compared to C1, respectively. The overall effect is a reduction of the acoustic emission for the turning mid turbine frame with embedded design. Additionally acoustic measurements were carried out downstream of the low pressure turbine for six stator-stator clocking positions (HP stator – TMTF struts). The aim of these analyses was to find an ideal vane-vane position where sound emissions can be reduced compared to other positions and thereby finding a quite simple possibility for making aero engines more quiet respectively reducing the amplitudes of certain modes which not only influence acoustics but can also have a big impact on the aeroelastics of an aero engine.

# NOMENKLATUR

## Abkürzungen

AMA	Azimutalmodenanalyse
ATF	Advanced Turbofan
BPF	Blattfolgefrequenz
DREAM	Validation of Radical Engine Architecture
EPNdb	Effective Perceived Noise Decibels
FFT	Fast Fourier Transformation
GTF	Geared Turbofan
HPT, HDT	High Pressure Turbine, Hochdruckturbinen
HWDS	Hufeisenwirbel Druckseite
HWSS	Hufeisenwirbel Saugseite
IST	Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen
ITTM	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
LPT, NDT	Low Pressure Turbine, Niederdruckturbinen
PWL	Sound Power Level, Schalleistungspegel
RMA	Radialmodenanalyse
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
SPL	Sound Pressure Level, Schalldruckpegel
TMTF	Tuning Mid Turbine Frame
TTTTF	Transonic Test Turbine Facility
5LS	Fünf-Loch-Sonde

## Formelzeichen

$A_{mn}$	Schalldruckamplitude
$B$	Anzahl Rotorblätter
$C$	Konstante
$F_{mn}$	Normalisierungsfaktor
$I$	Schallintensität
$J_m$	Besselfunktion
$M, M_x$	Machzahl, axiale Machzahl
$N_x, N_\theta$	Anzahl axialer bzw. azimuthaler Messpositionen
$P, P_{mn}$	Schalleistung, Schalleistungsamplitude
$Q_{mn}$	Eigenwertfaktor
$R$	Außenradius
$R_s$	Spezifische Gaskonstante
$S$	Fläche
$T$	Temperatur
$U$	Strömungsgeschwindigkeit
$V$	Anzahl Statorschaufeln

$W_{mn}$	Koeffizient der akustischen Modellmatrix
$Y_m$	Neumannfunktion
$c$	Ausbreitungsgeschwindigkeit, Schallgeschwindigkeit
$c_m$	Meridionalgeschwindigkeit
$c_t$	Tangentialgeschwindigkeit
$c_x$	Axialgeschwindigkeit
$c_r$	Radialgeschwindigkeit
$f$	Frequenz
$f_{mn}$	Formfaktor
$h$	Harmonischer Index
$i$	Imaginäre Zahl
$k$	Wellenzahl
$k_{mn}$	Axiale Wellenzahl
$m$	Umfangsmode
$m$	Massenstrom
$n$	Radialmode
$nn$	Anzahl Neuabtastungen
$n_{rpm}$	Drehzahl
$p$	Statischer Druck, Schalldruck
$p_t$	Totaldruck
$r$	Radius, Koordinate
$t$	Zeit
$v$	Geschwindigkeit, Schallschnelle
$x$	Axiale Länge, Koordinate
$y$	Koordinate
$z$	Koordinate
$\alpha_{mn}$	Axiale Wellenzahl
$\alpha_z$	Seitenwinkel
$\beta_{mn}$	Konstante
$\gamma$	Höhenwinkel
$\xi_{pt}$	Totaldruckverlustkoeffizient
$\eta$	Nabenverhältnis
$\theta$	Umfangswinkel, Koordinate
$\kappa$	Isentropenexponent
$\lambda$	Wellenlänge
$\rho$	Dichte, Schalldichte
$\sigma_{mn}$	Besselkoeffizient, Eigenwert
$\varphi$	Phasenwinkel
$\omega$	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
$\Omega$	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit, Drall



# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1	Umlenkender Turbinenübergangskanal.....	3
1.2	Aufgabenstellung .....	4
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>6</b>
2.1	Aerodynamische Grundlagen von Turbinenübergangskanälen.....	6
2.2	Maßnahmen zur Minimierung von Strömungsverlusten in umlenkenden Turbinenübergangskanälen .....	13
2.3	Grundlagen der Schallentstehung in Flugzeugtriebwerken .....	17
2.3.1	Breitbandlärm .....	18
2.3.2	Tonaler Lärm (diskrete Töne).....	19
2.4	Maßnahmen zur Minimierung von Schallemissionen im Triebwerk .....	23
<b>3</b>	<b>Versuchsaufbau .....</b>	<b>28</b>
3.1	Die Versuchsanlage (TTTF).....	28
3.2	Turbinenübergangskanäle .....	32
3.2.1	Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C1.....	32
3.2.2	Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C2.....	33
3.2.3	Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C3.....	35
3.3	Prüfstandsmesstechnik.....	35
3.3.1	Permanent installierte Messwertaufnehmer.....	36
3.3.2	Totaldruck- und Totaltemperaturrechen.....	36
3.4	Betriebspunkte.....	39
3.4.1	Aerodynamischer Betriebspunkt.....	39
3.4.2	Akustische Betriebspunkte .....	40
<b>4</b>	<b>Messaufbau und Messgrößen.....</b>	<b>43</b>
4.1	Messaufbau und Messtechnik für Aerodynamikuntersuchungen .....	43
4.1.1	Fünf-Loch-Sondenmessung .....	46
4.1.2	Totaldruckrechenmessung .....	50
4.1.3	Ölanstrich.....	51
4.2	Messaufbau und Messtechnik für Akustikmessungen.....	52
4.2.1	Anordnung der Mikrofone .....	52
4.2.2	Verwendete Mikrofon-Verstärker-Kombination.....	54
4.2.3	Messdatenerfassung .....	55
4.2.4	Messsignalverarbeitung.....	55

4.3	Definitionen .....	56
4.3.1	Relative Position zwischen Hochdruckstator und Niederdruck-Strut.....	56
4.3.2	Mittelungsprozess und Korrekturen.....	56
4.3.3	Strömungswinkel .....	57
4.3.4	Totaldruckverlustkoeffizient .....	58
4.3.5	Interaktionsmoden.....	58
<b>5</b>	<b>Diskussion der Messergebnisse.....</b>	<b>62</b>
5.1	Bemerkungen zu Paper 1 (Aerodynamik-Druckverlust) .....	62
5.1.1	Kurzfassung.....	62
5.1.2	Ergebnisse.....	63
5.1.3	Paper 1.....	66
5.2	Bemerkungen zu Paper 2 (Akustische Bewertung) .....	83
5.2.1	Kurzfassung.....	83
5.2.2	Ergebnisse.....	83
5.2.3	Paper 2.....	86
5.3	Bemerkungen zu Paper 3 (Akustisches Clocking als schallreduzierende Maßnahme).....	103
5.3.1	Kurzfassung.....	103
5.3.2	Ergebnisse.....	104
5.3.3	Paper 3.....	105
5.4	Bemerkungen zu Paper 4 (Embedded Design akustisch optimierter umlenkender Übergangskanal) .....	119
5.4.1	Kurzfassung.....	119
5.4.2	Ergebnisse.....	120
5.4.3	Paper 4.....	121
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>134</b>
<b>7</b>	<b>Publikationen und Studentische Arbeiten im Rahmen der Dissertation .</b>	<b>138</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>140</b>
<b>9</b>	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>146</b>
<b>10</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>149</b>

# 1 EINLEITUNG

Der erfolgreiche Erstflug der Bombardier CS 100 mit den innovativen Getriebefan-Triebwerken (GTF) am 16. September 2013 ist ein weiterer Meilenstein in der Luftfahrtgeschichte. Erstmals werden durch die Getriebefantechnologie von Pratt & Whitney in der zivilen Luftfahrt Triebwerke mit einem Nebenstromverhältnis (Mantelstrom zu Kernstrom) größer als 10 eingesetzt. Die Vorteile eines größeren Nebenstromverhältnisses im Fall des GTF im Vergleich zu einem zukünftigen konventionellen Zweikreistriebwerk (*Advanced Turbofan ATF*) sind in Abbildung 1.1 dargestellt. Neben geringerem Kraftstoffverbrauch und damit verbundenen geringeren Schadstoffemissionen sinkt auch der abgestrahlte Lärm durch den größeren Mantelstrom und den langsamer drehenden Fan. Die rote Kurve stellt den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Fandurchmesser dar. Zunächst sinkt der Kraftstoffverbrauch mit steigendem Fandurchmesser bzw. Nebenstromverhältnis. Ab einem gewissen Punkt steigt der Verlauf der roten durchgezogenen Kurve (ATF) wieder an. Das optimale Verhältnis aus Fandurchmesser und Kraftstoffverbrauch wird überschritten, weil durch ein größeres Nebenstromverhältnis auch mehr Niederdruckstufen benötigt werden und ein größerer Fandurchmesser zu einer großen Triebwerksgondel führt. Beide Faktoren wirken sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch aus. Für den GTF sieht diese Kurve ähnlich aus, allerdings ist das Minimum der rotgestrichelten Linie nach rechts unten verschoben. Anders als bei konventionellen Triebwerken wird der Fan nicht unmittelbar von der Niederdruckturbinen (NDT) angetrieben, sondern es wird ein zentrales Planetengetriebe zwischengeschaltet. Das Getriebe ermöglicht, dass beide Komponenten mit jeweils optimaler Drehgeschwindigkeit betrieben werden können. Der Fan dreht langsamer und die NDT schneller. Der höhere Wirkungsgrad von Fan und NDT sowie die Reduktion der Anzahl der NDT-Stufen und deren Durchmesser wiegen das zusätzliche Gewicht des Getriebes mehr als auf. Nicht nur der Kraftstoffverbrauch, sondern auch der Lärm (s. blaue Linie Abbildung 1.1) wird u.a. durch das langsamere Drehen der Fanschaufelspitzen im Fall des GTF verringert. Bei konventionellen Triebwerken mit großen Fandurchmessern, bei denen die Blattspitzen im Überschall laufen entstehen an den Schaufelvorderkanten bei hohen Drehgeschwindigkeiten Stöße, die für einen großen Anteil des Triebwerkslärms verantwortlich sind.

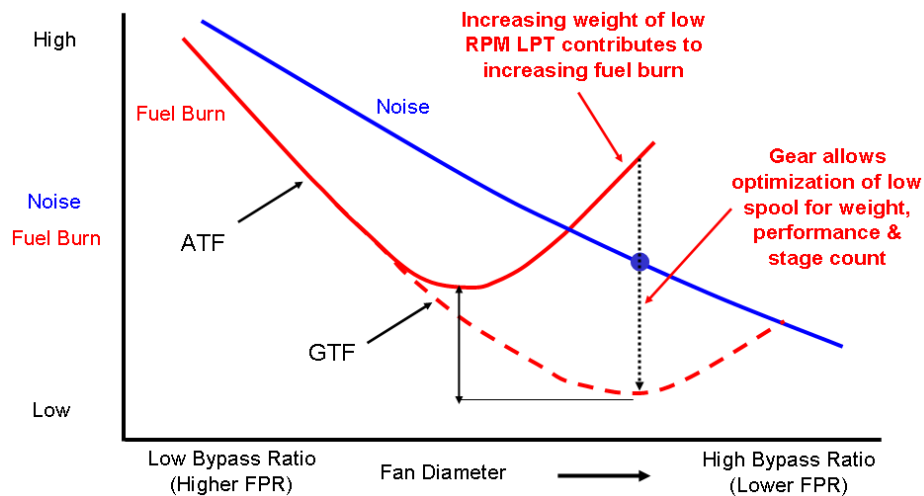


Abbildung 1.1: Getriebefantechnologie (GTF): Vorteile eines vergrößerten Fandurchmessers [1]

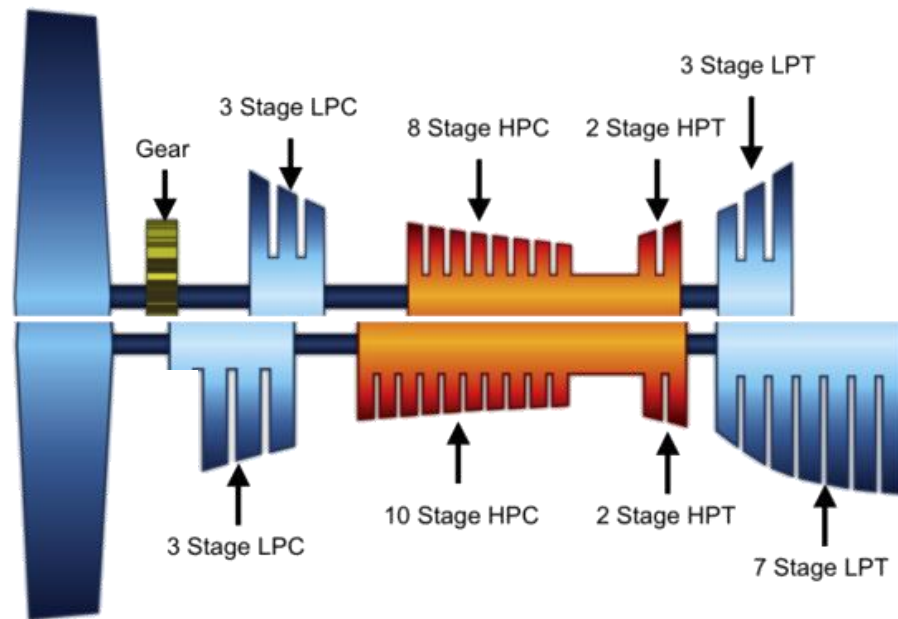


Abbildung 1.2: Vergleich der Triebwerksarchitektur eines konventionellen Triebwerks (unten) mit der eines Getriebefantriebwerks (oben) [2]

Die untere Hälfte der Abbildung 1.2 zeigt die Architektur eines konventionellen Triebwerks mit der Anzahl an Verdichter- und Turbinenstufen, die notwendig sind, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. In der oberen Hälfte von Abbildung 1.2 fällt das Getriebe hinter dem Fan sowie die reduzierte Anzahl der Verdichter und Turbinenstufen auf. Die dreistufige NDT im GTF konnte dadurch realisiert werden, dass die NDT unabhängig vom Fan schneller drehen kann. Schnelllaufende Niederdruckturbinen sind wesentlich leistungsfähiger pro Stufe als in konventionellen Triebwerken und kleiner. Die Reduktion der Stufenanzahl wirkt sich nicht nur positiv auf das Gesamtgewicht des Triebwerks aus, sondern reduziert auch die Wartungskosten, was, neben dem Kraftstoffverbrauch und der Lärmemissionen, für Airlines kaufentscheidend ist.

Eine weitere Gewichtsreduktion des Triebwerks kann durch das Verlagern der hinteren Triebwerksaufhängung vom Turbinenausstrittsgehäuse an die Position des Turbinenübergangskanals zwischen HDT und NDT erreicht werden. Der Turbinenübergangskanal hat hauptsächlich die Aufgabe die Strömung, kommend von der Hochdruckturbinen, möglichst ohne Druckverlust auf einen größeren Radius zu leiten und gleichzeitig der Niederdruckturbinen adäquate Eintrittsbedingungen zu liefern. In konventionellen Triebwerken, wie zum Beispiel dem GP7000, ist der Turbinenübergangskanal mit dicken nicht-umlenkenden hohlen Stützschaufeln bestückt, um den Zugang für Öl- und Kühlluftversorgungsleitungen sowie tragenden Strukturen zum Inneren des Triebwerks führen zu können. Da sich der Turbinenübergangskanal noch im Heißgaspfad des Triebwerks befindet, sind die Wände des Kanals und der Stützschaufeln aus wärmeresistenten Material und werden innen mittels Kühlluft aufgrund der hohen Temperaturen in der Strömung gekühlt [3].

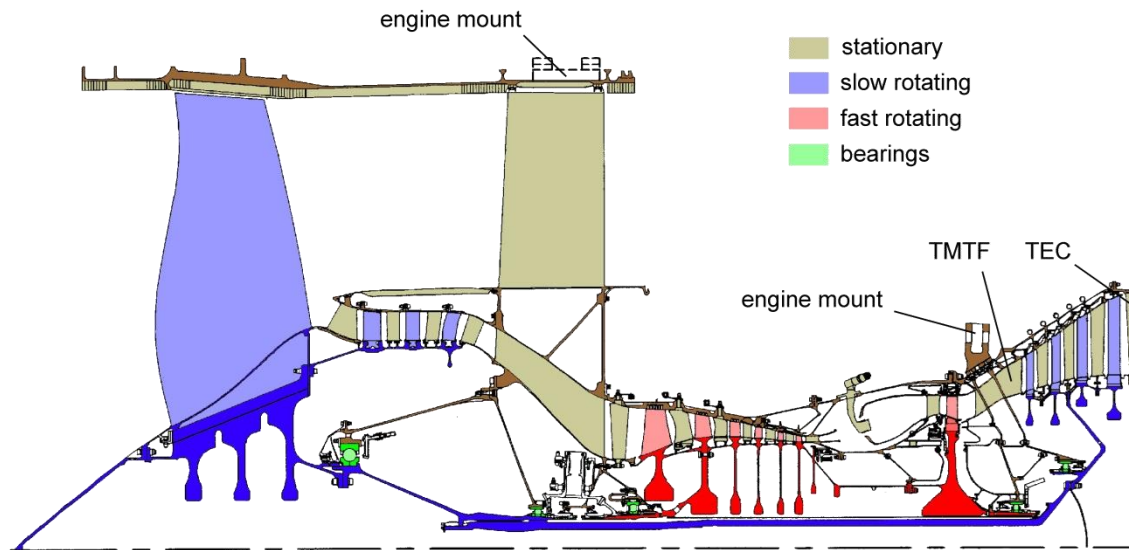


Abbildung 1.3: Schnittdarstellung eines modernen Zweiwellentriebwerks [4]

Zusätzlich kann das hintere Lager im Fall des Getriebefantriebwerks PW1000G unterhalb des Turbinenübergangskanals verschoben werden, was eine fliegend gelagerte Niederdruckwelle und ein leichteres aeroakustisch optimierbares Turbinenausstrittsgehäuse ermöglicht, weil dieses und auch das NDT Gehäuse dadurch keine strukturtragende Bauteile mehr sind. Diese Maßnahme bewirkt eine Reduktion der Triebwerkslänge und somit auch eine Gewichtsersparnis.

## 1.1 Umlenkender Turbinenübergangskanal

In der innovativen Triebwerksfamilie PW1000G wird durch Integration mehrerer Funktionen in die Stützschaufeln des Turbinenübergangskanals eine weitere Gewichtsreduktion erreicht. Die bisher tragende Funktion der nicht-umlenkenden Stützschaufeln im Kanal werden mit der umlenkenden Funktion der stromab folgenden ersten Niederdruckleitschaufelreihe zu einem umlenkenden Turbinenübergangskanal (*Turning Mid Turbine Frame, TMTF*) verschmolzen. Abbildung 1.4 oben zeigt einen konventionellen Übergangskanal mit nicht-umlenkenden Stützschaufeln und unten den um  $\Delta$  kürzeren umlenkenden Turbinenübergangskanal. Die umlenkenden Stützschaufeln müssen im Bereich der Vorderkante relativ dick und radial geformt sein, um Ölversorgungsleitungen für die Lagerung und tragende Strukturbauteile durchführen zu können. Diese Anforderungen und die aerodynamische Versperrung begrenzen die Anzahl der Stützschaufeln. Darüber hinaus führt eine derartige Konfiguration zu Schaufeln mit langer Sehnenlänge (*wide chord vanes*) und einer Umlenkung der Strömung eher im hinteren Bereich (*aft loaded*), die für adäquate Eintrittsbedingungen der stromab liegenden NDT sorgt. Die geringe Anzahl gepaart mit dem geringen Höhen- zu Längenverhältnis (*aspect ratio*) der Stützschaufeln verursacht eine komplexe dreidimensionale Strömung. Eine hochgradig instationäre Abströmung von der Hochdruckstufe mit Nachläufen, Sekundärströmungen und Stößen erschwert zum einen eine verlustarme Strömungsführung zur NDT sowie die Vorhersagegenauigkeit der numerischen Simulationen. Daher sind experimentelle Untersuchungen über den Druckverlust und die Schallemissionen umlenkender Turbinenübergangskanäle, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden, unabdingbar.

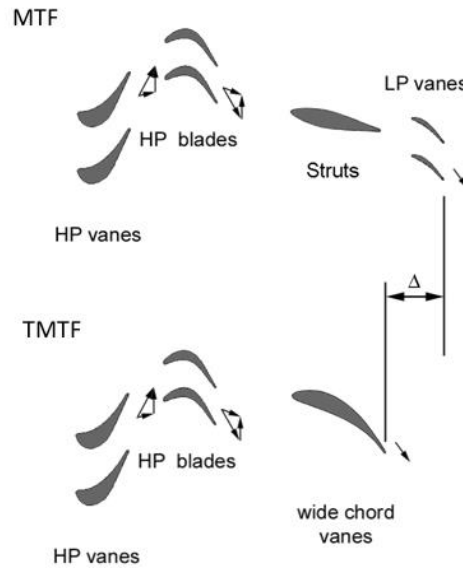


Abbildung 1.4: Vergleich von einem Turbinenübergangskanal mit nicht-umlenkenden Stützschaufeln (oben) und einem umlenkenden Turbinenübergangskanal bei dem die erste Niederdruckleitschaufelreihe durch umlenkende Stützschaufeln ersetzt wird [3]

## 1.2 Aufgabenstellung

Am transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) sollen zwei unterschiedliche umlenkende Turbinenübergangskanäle aerodynamisch (Druckverlust über TMTF) und akustisch (Schallemission) experimentell untersucht werden, mit dem Ziel das Potential für eine Verkürzung der Triebwerksbaulänge und der damit einhergehenden Gewichts- bzw. Treibstoffeinsparung sowie das Potential für einer Verbesserung der Triebwerksakustik auszuloten. Zugleich soll dadurch eine Datenbasis für die Validierung numerischer Simulationen von hochkomplexen Strömungs- und Schallausbreitungsvorgängen geschaffen werden. Stromauf der beiden TMTF-Konfigurationen befindet sich jeweils die gleiche transsonische Hochdruckstufe und stromab die gleiche Niederdruckturbinen. Beide TMTF (C1 und C2) besitzen die gleiche Anzahl an umlenkenden Stützschaufeln und das gleiche Flächenverhältnis (Austritt zu Eintritt), jedoch ist das zweite TMTF C2 um zehn Prozent kürzer und dadurch aggressiver als C1.

Bevor die experimentelle Quantifizierung des Druckverlustes und der Schallemissionen startete, wurden aufwendige und zeitintensive Untersuchungen durchgeführt. Diese Voruntersuchungen sollten sicherstellen, dass die später ermittelten Messergebnisse von hervorragender Qualität bzw. auch belastbar sind. Dies kann nur gewährleistet werden, wenn die Randbedingungen eines derart komplexen Prüfstands genau bekannt sind. Dem wurde durch die Anfertigung eines *Performance Validation Document* [5] Rechnung getragen. Die darin enthaltenen Ergebnisse umfassen detaillierte Angaben zur Messgenauigkeit (Auszug s. Anhang), Stabilitätsmessungen des Betriebspunktes während der Messung sowie eine vollständige Charakterisierung der gesamten Zu- und Abströmbedingungen des Prüfstands. Die Voruntersuchungen zeigten, dass die Schwankung der Temperatur in der Strömung für die Dauer der Akustikmessung und darüber hinaus sehr gering ist und damit einen

vernachlässigbaren Einfluss auf das Ergebnis der Messung hat. Zusätzlich garantierten die Voruntersuchungen, dass der zu erwartende Druckverlust der beiden TMTF-Konfigurationen aufgelöst bzw. genau genug bestimmt werden kann und daher eine Gegenüberstellung beider TMTFs rechtmäßig ist. Bedenken, dass geringe Inhomogenitäten (kleiner als 0,25% des Eintrittsdruckes) in der Zuströmung des Prüfstands Auswirkungen auf den durch Sektormessungen mittels 5-Loch-Sonde bestimmte Druckverlustwert und damit auf den Vergleich beider Konfigurationen hätte, wurden beseitigt, indem durch eine Neukonstruktion beider TMTFs die Möglichkeit geschaffen wurde über den gesamten Umfang mittels Totaldruckrechen den Druckverlust zu bestimmen.

Für die aerodynamischen Untersuchungen wird der Turbinenprüfstand, wie er bereits im EU-Projekt DREAM (Validation of Radical Engine Architecture Systems) verwendet worden ist, um zusätzliche Messtechnik und Messebenen erweitert. Der Druckverlust über die beiden TMTF-Konfigurationen wird sowohl mit Hilfe von Fünf-Loch-Sonden (5LS) als auch Totaldruckrechen - positioniert am Eintritt und Austritt - bestimmt. Die 5LS-Messungen am Eintritt des TMTFs werden auf drei verschiedene Arten durchgeführt, um den Einfluss von der Positionierung der Sonde auf das Messergebnis zu bestimmen. Durch die Abmessungen der 5-Loch-Sonde inklusive der Traversiereinheit außerhalb des Prüfstands und den baulichen Gegebenheiten am Prüfstand kann die 5LS-Messung nur über einen Sektor von maximal 30° erfolgen. Die Totaldruckrechen benötigen keine Traversiereinheit, die auf dem Prüfstand außen montiert werden muss und ragen damit nur wenige Millimeter aus dem Prüfstand heraus. Dadurch ist eine Messung über dem gesamten Umfang möglich. Zudem kann überprüft werden, ob ein Druckverlustwert über den gesamten Umfang bestimmt werden muss, oder ob es ausreichend ist, den Druckverlust in einem Sektor des Strömungspfades zu bestimmen. Die aerodynamischen Messungen sollen Aufschluss darüber geben, ob es möglich ist, ein TMTF um 10% in der Länge zu reduzieren und damit auch eine weitere Gewichtsersparnis des Triebwerks zu erreichen, ohne dabei die Eintrittsbedingungen für die nachfolgende Niederdruckturbine zu verschlechtern.

Zusätzlich wird der Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand um eine Akustikmessstrecke bestehend aus 24 wandbündig angebrachten Mikrofonen erweitert. Die Mikrofone werden bei drei unterschiedlichen Betriebspunkten über den gesamten Umfang hinter dem Niederdruckrotor traversiert, um den Einfluss der beiden TMTFs auf die generierten Azimutal- und Radialmoden abhängig vom Betriebspunkt zu verifizieren. Insofern soll erstmals geklärt werden, ob durch die 10%ige Verkürzung und der damit einhergehenden Verringerung des Abstandes zwischen den Schaufeln des TMTFs und einer stromab drehenden NDT die Interaktionsmoden im Pegel verändert werden.

Erstmals wird ein holistischer Ansatz verfolgt, bei dem die Ergebnisse aus aufwendigen aerodynamischen Messungen gemeinsam mit den hochkomplexen Vorgängen der Aeroakustik betrachtet werden. Es ist nicht ausreichend eine Triebwerkskomponente aerodynamisch zu optimieren, ohne dabei den Einfluss auf die Akustik zu kennen. Diese Informationslücke wird durch die vorliegende Arbeit geschlossen.

## 2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN

In diesem Abschnitt soll dem Leser ein Überblick (Stand der Wissenschaft) über die Strömungsphänomene in umlenkenden Turbinenübergangskanälen gegeben werden. Für weiterführende Literatur hinsichtlich der Strömungsphänomene in dem Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand (*Transonic Test Turbine Facility - TTTF*) am ITTM sei an dieser Stelle auf die Arbeiten von Santner [6] und Spataro [7] verwiesen. Zudem werden in diesem Kapitel die verlustproduzierenden Strukturen identifiziert und mögliche Maßnahmen zur Verringerung von Strömungsverlusten anhand von ausgewählten Veröffentlichungen diskutiert. Es folgt eine Beschreibung der Schallentstehung in Flugzeugtriebwerken. Dabei werden die Ursachen für den von Triebwerken abgestrahlten Breitband- und tonalen Lärm aufgezeigt und geeignete Maßnahmen zur Reduktion von Triebwerkslärm diskutiert.

### 2.1 Aerodynamische Grundlagen von Turbinenübergangskanälen

Die aerodynamische Auslegung der umlenkenden Stützschaufeln eines TMTF wird vor allem durch zwei Randbedingungen beeinflusst. Die Schaufeln sind einerseits Teil eines Strukturbauteils und andererseits müssen Versorgungsleitungen für Kühlluft und Lagerschmierung durch die Schaufeln ins Innere des Triebwerks geführt werden. Daher sind die Stützschaufeln im ersten Teil voluminös und zylindrisch, während die Umlenkung der Strömung im hinteren Teil der Schaufel passiert, was zu *wide chord vanes* mit einem kleinen Höhen zu Längenverhältnis von 0.5 führt. Dadurch wird zwar die Ausbildung von Sekundärströmungen in der Schaufelpassage weiter stromabwärts verschoben, jedoch sind sie dadurch nicht minder stark ausgeprägt. Erwartungsgemäß sind diese sogar ausgeprägter als in Passagen mit Schaufeln von großem Höhen- zu Längenverhältnis. Welche Wirbelstrukturen in Schaufelpassagen auftreten, fasst Sieverding [8] zusammen. Dabei bedient er sich an Ergebnissen experimenteller Untersuchungen über Sekundärströmungen und geht vor allem auf die Bildung von Kanalwirbeln (*passage vortices*), Hufeisenwirbeln (*horseshoe vortices*) und Eckenwirbeln (*corner vortices*) ein.

1955 beschreibt Hawthorne [9] das erste Mal das klassische Sekundärströmungssystem wie es in Abbildung 2.1 a) zu sehen ist. Demnach entsteht ein Kanalwirbel durch das zuströmende radiale Geschwindigkeitsprofil mit vorhandener Grenzschicht und der anschließenden Umlenkung der Fluidteilchen in der Turbinenschaufelpassage. Dabei wird das Fluid in der Grenzschicht stärker umgelenkt, als in der Hauptströmung, was zu einem Fluidteilchentransport von der Druck- zur Saugseite führt. Diese Querströmung trifft auf der Saugseite auf und rollt sich zu einer Wirbelstruktur auf. Aufgrund der Massenerhaltung, muss die dabei zur Saugseite hin abfließende Masse ausgeglichen werden. Fluid strömt daher in der Kanalmitte von der Saugseite zur Druckseite und umgekehrt an den Kanalwänden. Neben den Kanalwirbeln sind in Abbildung 2.1 a) noch die Hinterkantenwirbel zu sehen, die entgegen der Drehrichtung der Kanalwirbel rotieren [8].

Sharma und Butler [10] bezeichnen das Aufrollen der Grenzschicht an der Schaufelvorderkante vor dem Einströmen in die Schaufelpassage als Hufeisenwirbel. Ein Großteil des Fluids aus der Grenzschicht wird in dem Wirbel, der sich in zwei Wirbeläste aufteilt, eingeschlossen. Die beiden Wirbeläste schwimmen auf der Druck- bzw. Saugseite des



Schaufelprofils ab und werden daher druckseitiger Ast des Hufeisenwirbels (*pressure side leg horseshoe vortex*) bzw. saugseitiger Ast des Hufeisenwirbels (*suction side leg horseshoe vortex*) genannt (s. Abbildung 2.1 b)). Der Hufeisenwirbel Druckseite (HWDS) wird am Anfang der Schaufelpassage vom vorherrschenden Druckgradienten erfasst und zur Saugseite der Nachbarschaufel transportiert. Dort kann aber muss sich dieser nicht zwangsläufig mit dem Kanalwirbel vereinen. Nichts desto trotz sind beide Wirbel für einen Großteil der Strömungsverluste in Schaufelpassagen verantwortlich. Der Hufeisenwirbel Saugseite (HWSS) dreht in entgegengesetzter Rotationsrichtung des HWDS und des Kanalwirbels. Zunächst folgt der HWSS der Schaufelkontur und bleibt in der Nähe der Saugseite. Anschließend hebt der HWSS von der Schaufeloberfläche ab und interagiert mit dem Kanalwirbel. Weiter stromab wickelt sich der HWSS außen um den Kanalwirbel, wobei der HWSS seine Charakteristik wie die entgegengesetzte Drehrichtung beibehält.

Die anderen auftretenden Wirbelstrukturen sind auf die Interaktionen des Hufeisen- und Kanalwirbels mit der Grenzschichtströmung zurückzuführen. Generell sind Wirbelstrukturen bzw. Sekundärströmungen zu vermeiden, weil diese nicht der eigentliche Aufgabe des Arbeitstransfers vom oder zum Fluid gerecht werden und daher Strömungsverluste verursachen. Der Spaltwirbel, der sich bei Turbinen ohne Deckband zwangsläufig durch das Überströmen der Schaufelspitze von DS zur SS ausbildet, kann neben dem Effekt, dass das Fluid nicht an der Arbeitsumsetzung beteiligt ist, aber auch positive Auswirkungen auf den stromab folgenden Übergangskanal haben. Der Spaltwirbel dreht gemeinsam mit den Rotorschaufeln in die gleiche Richtung und energetisiert die Grenzschicht an der Kanalaußenwand indem Fluid höheren Impulses von der Hauptströmung in die Nähe der Wand transportiert wird. Umgekehrt wird Fluid niedrigen Impulses von der Wand entfernt, wenn der Spaltwirbel mit den Rotorblättern vorbeiläuft. Der Grad der Enegetisierung hängt vor allem vom Spalt zwischen den Schaufelspitzen und dem Gehäuse (Rotorspalt) ab. Ein größerer Rotorspalt führt zu einem größeren Spaltleckagemassenstrom und mindert somit das Risiko der Strömungsablösung an der Kanalaußenwand (s. Göttlich [3]).

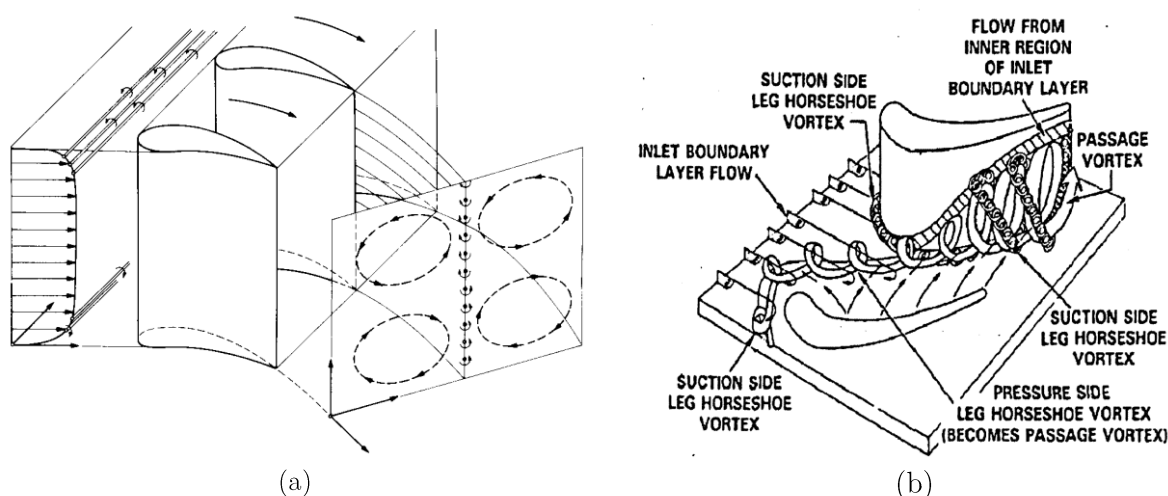


Abbildung 2.1: Sekundärströmung in einer Schaufelpassage nach Hawthorne [9] (a) und Sharma und Butler [10] (b)

Die Grundlagen der Aerodynamik in Turbinenübergangskanälen beschreibt Göttlich in einem Review-Paper [3] (Zusammenfassung der Fortschritte auf dem Gebiet der Turbinenübergangskanäle). Dabei geht der Autor zunächst auf die verschiedenen strömungsbeeinflussenden Faktoren unbeschauelter Turbinenzwischendiffusoren ein:

- S-förmiger Strömungsverlauf aufgrund der Kanalgeometrie
- Nachläufe von der stromab liegenden Turbinenstufe
- Drallbehaftete Strömung
- Aggressivität des Kanals (Umlenkung der Strömung auf einen größeren bei möglichst kurzer axialer Baulänge)

In einem S-förmigen Strömungskanal ist die Druckverteilung nicht nur von der Flächenzunahme, wie es in geraden Kanälen der Fall ist, sondern vor allem von der Form der strömungsbegrenzenden Wände und damit von der Krümmung der Stromlinien abhängig. Der effektive Strömungsquerschnitt ist mit der lokalen Grenzschichtdicke an der Wand verknüpft. In der ersten Krümmung des S-förmigen Übergangskanals wird die zunächst achsparallele Strömung radial nach außen geführt. Aufgrund des Radialen Gleichgewichts entsteht dort ein Druckgradient vom Gehäuse (niedriger Druck) zur Nabe (hoher Druck). Diesem Gradienten ist ein entgegen der Strömungsrichtung wirkender Druckgradient ( $+\frac{\partial p}{\partial x}$ ) überlagert, der durch die Kanalaufweitung (Vergrößerung des Strömungsquerschnittes) entsteht. Am Ende des Turbinenübergangskanals wird die Strömung wieder in Richtung der Maschinenachse umgelenkt werden (zweite Krümmung). Es entsteht ein weiterer Druckgradient, aber mit höherem Druck am Gehäuse und niedrigerem Druck an der Nabe. Die Druckverteilung in einem S-förmigen Diffusor hat einen großen Einfluss auf das Anwachsen der Grenzschicht im wandnahen Bereich, was besonders nach starkem Umlenken der Strömung kritisch ist, weil dort besonders starke entgegengesetzt wirkenden Druckgradienten vorhanden sind.

Dominy und Kirkham [11] untersuchten den Einfluss von Nachläufen repräsentativ für eine Hoch- bzw. Mitteldruckturbinenbeschauelung auf den Wirkungsgrad eines nicht beschauelten Turbinenzwischendiffusors. Mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen fanden die Autoren heraus, dass aufgrund des Druckgradienten in der ersten Krümmung im Nachlauf Fluid aus der Grenzschicht von der Nabe zum Gehäuse transportiert wird. Über große Teile des Kanals bleiben die Nachläufe zweidimensional und beeinflussen die Grenzschicht nur in deren unmittelbarer Nähe. Diese Region ist auch maßgeblich für die Strömungsverluste verantwortlich. Weiter stromab ist die Grenzschicht an der Nabe in Umfangsrichtung relativ einheitlich, während sich am Gehäuse in den Nachläufen die Grenzschicht entwickelt (Abbildung 2.2). Am Ende des Kanals entdeckten die Autoren auf beiden Seiten der Nachläufe entgegengesetzt drehende Wirbel an der Nabe und dem Gehäuse, wobei Letztere ausgeprägter sind. Eine weitere wichtige Schlussfolgerung ist, dass geringe Strömungsinhomogenitäten am Kanaleintritt einen unverhältnismäßig großen Einfluss auf die Abströmung des Kanals und damit auf die Zuströmung der stromab folgenden Turbinenstufe haben. Obwohl ein S-förmiger Kanal Sekundärströmungen, getrieben durch die Nachläufe, verstärkt, hat dieser Effekt nur einen geringen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Turbinenübergangskanals [11]. Vielmehr findet eine Umverteilung aber keine Generierung zusätzlicher Verluste statt.

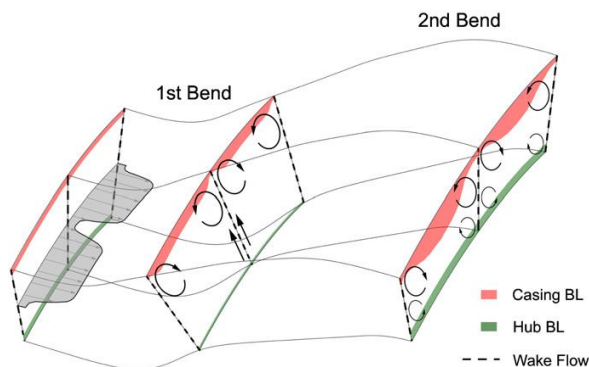


Abbildung 2.2: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalkontur und stationäre Nachläufe [3]

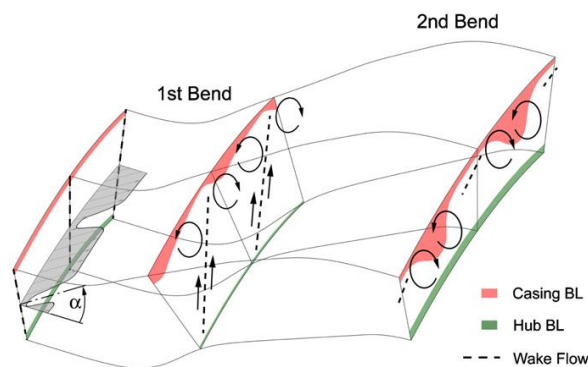


Abbildung 2.3: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalgeometrie, stationären Nachläufen und Drall [3]

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Effekten wirkt sich eine drallbehaftete Strömung am Eintritt des Turbinenzwischendiffusers auf die Druckgradienten und die Grenzschichten aus. Der Effekt des Dralls in einer ringförmigen Diffusorströmung generiert einen weiteren radialen Druckgradienten, mit höherem Druck am Gehäuse als an der Nabe. Demnach wirkt dieser Druckgradient dem radialen Druckgradienten, der wie beschrieben durch die erste Krümmung im Kanal entsteht, entgegen und ist dem Gradienten durch die zweite Krümmung addiert. Des Weiteren wird die Strecke, die ein Fluidteilchen im S-förmigen Übergangskanal aufgrund einer drallbehafteten Strömung zurücklegt, vergrößert, wodurch die Reibungsverluste leicht ansteigen. Bradshaw [12] beschreibt in seiner Veröffentlichung, dass durch den drallbedingten radialen Druckgradienten ein höheres Maß an turbulenter kinetischer Energie am Gehäuse als an der Nabe generiert wird. Dieser Unterschied ist dafür verantwortlich, dass die Grenzschichten an den Kanalwänden unterschiedlich stark anwachsen und damit die Gefahr der Strömungsablösung durch den entgegengesetzten Druckgradienten ( $+\frac{\partial p}{\partial x}$ ) verringert wird. Daher stabilisiert eine drallbehaftete Zuströmung die Grenzschicht am Gehäuse und destabilisiert sie an der Nabe. In Abbildung 2.3 ist die drallbehaftete Zuströmung mit Sekundärströmungen skizziert. Stromab von der ersten Krümmung des S-förmigen Kanals ist der Nachlauf in Umfangsrichtung geneigt. Im Gegensatz zur bereits beschriebenen Kanalströmung ohne Drall interagiert die Strömung im Nachlauf nahezu über die gesamte Breite der Passage mit den Grenzschichten an der Wand. An der zweiten Krümmung kehrt sich der radiale Druckgradient um. Der Nachlauf hat sich zuvor so stark geneigt, dass sich verlustbehaftetes Fluid nahezu gänzlich an der Gehäusewand ansammelt [13]. Es entsteht eine Verlustzone im Strömungskanal, die sich entlang der Kanalaußenwand schnell aufbaut. Zudem ändert sich die Wirbelstruktur am Ausgang des Kanals in Abbildung 2.3 im Vergleich zur drallfreien Zuströmung in Abbildung 2.2. Die Wirbel an der Nabe und am Gehäuse mit demselben Drehsinn vermischen sich, wobei die Wirbelstrukturen am Gehäuse dominant bleiben [13]. Wie schon im Fall der drallfreien Zuströmung werden kaum zusätzliche Verluste in einem Turbinenübergangskanal mit moderater Steigung generiert. Das könnte sich bei aggressiveren Kanalkonturen ändern [13].

Die Aggressivität und deren Einfluss auf die Strömung und Wirkungsweise von Turbinenübergangskanälen war Gegenstand der experimentellen und numerischen Untersuchungen von Norris und Dominy [14]. Die Autoren untersuchten S-förmige nicht

beschaufelte Übergangskanäle mit dem gleichen Flächenverhältnis (Austrittsfläche zu Eintrittsfläche) und dem gleichen radialen Offset aber mit unterschiedlichen axialen Baulängen. Der längere Kanal ist derselbe, der auch für die Untersuchungen von Dominy und Kirkham [11; 13] verwendet wurde. Der andere Kanal ist 30% kürzer und weist in der ersten Krümmung einen geringeren Radius auf. Dadurch wird die Strömung im wandnahen Bereich am Gehäuse stärker beschleunigt. Der damit einhergehende große Bereich niedrigen Drucks trägt maßgeblich zum gesamten Totaldruckverlust des Kanals bei, weil dieser Bereich ungefähr 12% von der Kanalfläche einnimmt, während es beim längeren Kanal 8% sind. Die effektiv durchströmbare Fläche wird durch diese dicke Grenzschicht verringert und somit auch die Rückgewinnung des statischen Druckes. Sowohl im längeren als auch im kürzeren Kanal sind die Gebiete großer Strömungsverluste in der Mitte zwischen zwei Nachläufen am Gehäuse zu finden, wobei diese im Letztgenannten ausgeprägter sind [14]. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Kanalaufweitung und stromauf vorhandenen Nachläufe die Struktur und die Stärke der Sekundärströmungen signifikant beeinflussen. Darüber hinaus zeigten die Untersuchungen von Norris und Dominy [14], dass sich durch eine Reduktion der axialen Baulänge um 30% die Diffusorwirkung verschlechtert.

Bisher wurden Einflussfaktoren auf die Strömung unbeschauelter Turbinenübergangskanäle beschrieben. In modernen Zwei-Wellen-Triebwerken kommen wie eingangs erwähnt beschauelte Übergangskanäle zum Einsatz. Norris et al. [15; 16] führten experimentelle Untersuchungen durch, welche Auswirkungen zusätzliche Stützschaufeln im Turbinenübergangskanal auf dessen Durchströmung haben. Die Stützschaufeln wurden in den gleichen Kanal eingebaut, der bereits Gegenstand der Untersuchungen von Norris und Dominy [14] war. Das Einbringen der Schaufeln in den Kanal geht mit einer Reduktion der effektiv durchströmbaren Fläche einher und ändert die Druckverteilung an der Oberfläche gravierend. Durch die Versperrung wird die Strömung beschleunigt und der Druckrückgewinn bzw. der Diffusorwirkungsgrad verringert. Aufgrund des geringeren Drucks am Austritt des Kanals wird in der stromab liegenden Niederdruckturbinenstufe weniger Arbeit verrichtet [15]. Die Stelle an der die Stützschaufeln eingebracht wurden, erwies sich als Gebiet mit den höchsten Strömungsverlusten. Der Druckverlust über den gesamten beschauelten Kanal verdoppelte sich aufgrund einer massiven Strömungsablösung im gehäusenahen Bereich der Stützschaufel. Die Aufweitung der Passage zwischen den Schaufeln (ab 10% der Sehnenlänge weiter stromab) zusammen mit der ohnehin schon aggressiven Flächenzunahme sind für diese Ablösung ausschlaggebend.

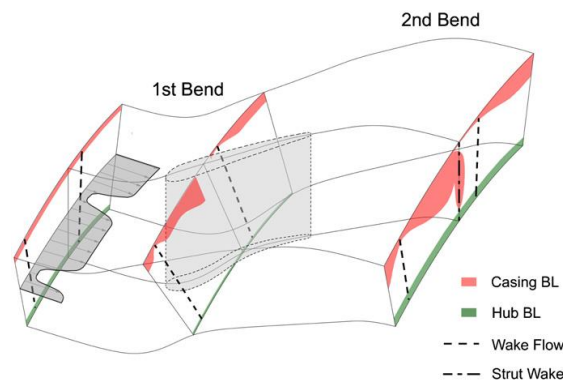


Abbildung 2.4: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalkontur, stationäre Nachläufe und Stützschaufeln [3]

In Abbildung 2.4 ist die Strömung mit den Grenzschichten an Gehäuse und Nabe schematisch skizziert. Für numerische Untersuchungen wurde der Nachlauf in der Zuströmung versetzt, damit keine direkte Interaktion zwischen dem Nachlauf und der Stützschaufel auftritt. Die Reenergetisierung der Grenzschicht durch die Sekundärströmungen aufgrund des Nachlaufs am Eintritt findet nur in der näheren Umgebung der zur Nachlaufströmung näher gelegenen Schaufelseite statt. Auf der dem Nachlauf abgewandten Seite verursacht die Ablösung ein Gebiet von niedrigem Totaldruck gepaart mit negativen Geschwindigkeiten. Die Interaktion dieser beiden Strömungen stromab der Schaufelhinterkante verursacht eine Zone niedrigen Energieinhaltes, die vom Gehäuse abhebt und einen Verlustkern bildet, der immer noch am Austritt des Turbinenübergangskanal präsent ist (s. Abbildung 2.4). Die Versperrung aufgrund der zusätzlichen Stützschaufeln und die dadurch verursachten Strömungsverluste können durch Vergrößern der durchströmten Fläche kompensiert werden (*area ruling*).

Nach der Diskussion der Grundlagen der Aerodynamik in Turbinenübergangskanälen basierend auf verschiedenen numerischen und experimentellen Windkanaluntersuchungen soll im folgenden Abschnitt der Einfluss einer stromauf liegenden Hochdruckstufe auf die Strömung im Kanal herausgearbeitet werden. Stromab einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe treten hochgradig instationäre Strömungsvorgänge (Rotorschauflernachläufe, Stöße an den Schaufelhinterkanten, Leckage durch den Rotorpalt, etc.) auf. Einige von diesen Effekten wurde bereits systematisch aber meistens separat voneinander diskutiert. In der Zuströmung eines Übergangskanals treten diese gleichzeitig auf und haben somit einen großen Einfluss auf die Wirkungsweise eines Turbinenzwischendiffusers. Im Detail sind dies die Nachläufe der Rotorschauflern, die nicht ortsfest sind, weil sich die Schaufeln bewegen und die instationäre Interaktion mit den Schaufeln im Kanal, die vor allem einen Einfluss auf die stromauf arbeitenden Turbine haben.

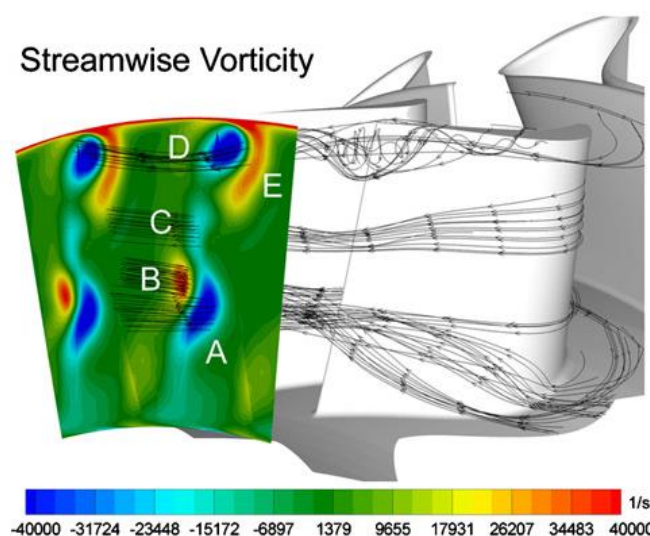


Abbildung 2.5: Wirbelstrukturen stromab einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe (Setup AIDA C4 untersucht an der Technischen Universität Graz [3]; Strömung von rechts nach links

Miller et al. [17] zeigten, dass die Abströmung von einer deckbandlosen Hochdruckturbinen vom Spaltleckagestrom (E) in der Nähe des Gehäuses und vom unteren Kanalwirbel (A) dominiert wird. Neben den besagten Wirbeln sind mit Hilfe von numerischen Simulationen [18] u.a. noch der Hinterkantenwirbel (B) und der obere Kanalwirbel (D) in Abbildung 2.5 zu sehen. Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, gelangt durch den Nachlauf Fluid von der Kanalinnenwand in die Hauptströmung. Die drallbehaftete Abströmung vom Rotor bewirkt eine Neigung der Nachläufe. Diese wird beim Durchströmen des Kanals noch verstärkt. Gleichzeitig bewirkt der radiale Druckgradient aufgrund des S-förmigen Kanalverlaufs ein Abheben der Nachläufe und die Sekundärströmungseffekte von der Nabe und ein Vermischen dieser mit der Grenzschicht an der Kanalaußenwand. Nach der zweiten Krümmung befindet sich nahezu das gesamte verlustproduzierende Fluid an der Gehäusewand.

Stromab einer transsonischen Hochdruckturbinen wird die Strömung im Turbinenübergangskanal auch durch die Stöße ausgehend von den Hinterkanten der HDT-Schaufeln beeinflusst. Die Stöße sind maßgeblich für die instationären Interaktionsmechanismen zwischen der Turbinenstufe und den stromab liegenden Komponenten verantwortlich. Zusätzlich bilden sich Stöße an der Hinterkante des Hochdruckstators, die teilweise an der Saugseite der vorbeilaufenden Rotorschaukeln reflektiert werden. Diese Strukturen bewegen sich wieder stromauf und treffen im hinteren Bereich der HD-Statorschaufeln auf, ehe diese Druckstörungen durch die Schaufelpassagen des HDT in den anschließenden Übergangskanal [19] laufen. Ein dritter Typ von Druckgradient entsteht beim Auftreffen und der anschließenden Reflektion der Druckstörungen (ausgehend vom HD-Rotor) auf den Schaufeln im Turbinenübergangskanal (s. gelbe strichlierte Linie in Abbildung 2.6).

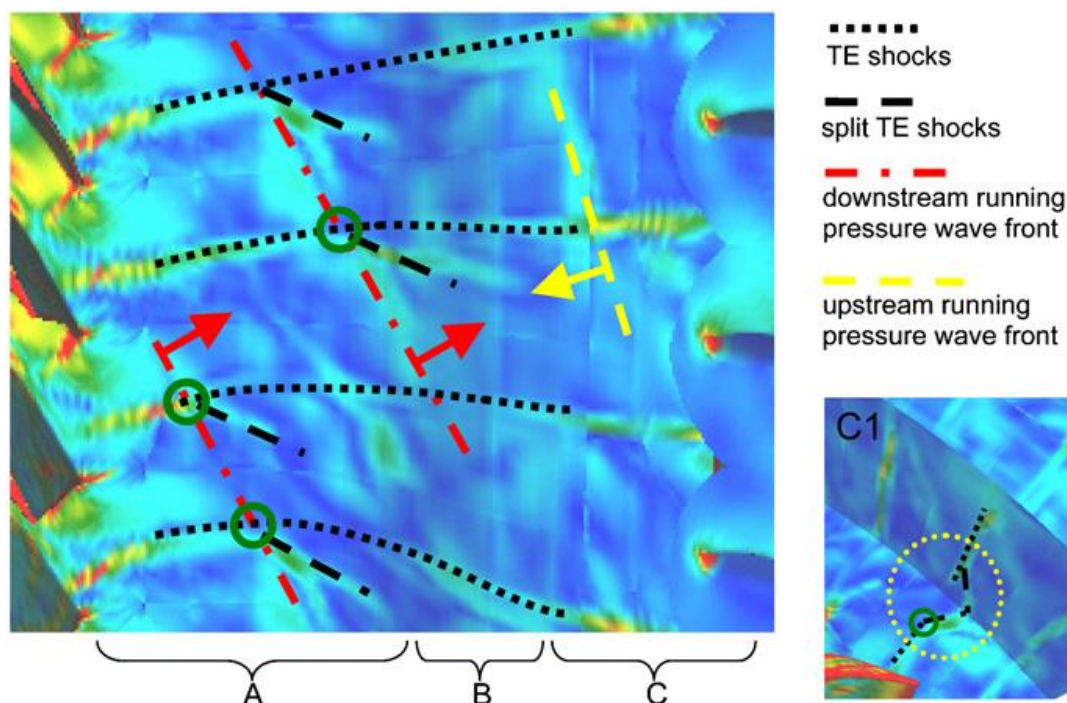


Abbildung 2.6: Visualisierung des Druckgradienten auf der Kanalinnenwand (Zeitschritt einer instationären numerischen Simulation) [3]

Ein Turbinenzwischendiffusor muss nicht nur mit einer ungleichförmigen und instationären Abströmung einer Hochdruckturbinen zurechtkommen, sondern auch mit unterschiedlichen Machzahlen und Drallwerten in der Zuströmung, die aus den verschiedenen Flugphasen (Start, Reiseflug, Landung) resultieren. Sowohl die Machzahl als auch der Drall ändern sich signifikant mit dem jeweiligen Betriebspunkt. Daher sollte der Kanal die Strömung in einem weiten Betriebsbereich ohne Ablösung von der HDT zur NDT führen, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Allerdings können im Fall eines beschaufelten Übergangskanals die Stützschaufeln nur für einen Betriebspunkt optimal ausgelegt werden. In der Regel ist dies der Reiseflug. Hinzu kommt, dass die Vorderkanten dieser Schaufeln mit langer Sehnenlänge in der Nähe des Kanaleinlaufs platziert werden und daher sehr sensitiv auf Störungen in der Zuströmung sind. Wallin et al. [20] führten numerischen und experimentelle Untersuchungen eines beschaufelten Übergangskanals stromab einer Turbinenstufe durch. Die Untersuchungen zeigten einen großen Wirbel in der Ecke zwischen der Saugseite der Stützschaufel und der Gehäusewand. Dieses Phänomen wird durch den Spaltleckagestrom von der stromab drehenden HDT, der unter einem großen Inzidenzwinkel auf der Schaufel auftritt und in Richtung Nabe abgelenkt wird, hervorgerufen. Der große Wirbel erstreckt sich über den gesamten Bereich des Kanalaustritts.

Im zweiten Teil der Studie [21] wurden Betriebspunkte (*off-design*) fernab des Auslegungspunktes (*design point*) untersucht. Dabei wurde die Hochdruckturbinenstufe einmal mehr (*high load*) und einmal geringer (*low load*) aerodynamisch belastet, womit sich auch die Strömungscharakteristik am Kanaleintritt signifikant änderte. In beiden *off-design* Punkten vergrößerte sich der Druckverlust über dem Kanal. Im Betriebspunkt *low load* verursacht eine Ablösung der Strömung im Turbinenübergangskanal einen Anstieg des Druckverlustes. Im Betriebspunkt *high load* trägt die Scheerschicht, die durch den Spaltleckagestrom generiert wird, den größten Teil zum Druckverlust bei.

## 2.2 Maßnahmen zur Minimierung von Strömungsverlusten in umlenkenden Turbinenübergangskanälen

Wie in den vorherigen Abschnitten beschrieben, ist die Aerodynamik in Turbinenübergangskanälen äußerst komplex und es existieren strömungsmechanische Grenzen (Ablösung) für die Entwicklung aggressiverer Kanäle. Im Folgenden sollen Maßnahmen diskutiert werden mit denen es möglich ist, Ablösungen oder andere Sekundärströmungen im Kanal zu verschieben oder gar zu vermeiden, um damit den Entwicklungsspielraum für neue Turbinenzwischendiffusoren zu erweitern. Zu diesen Maßnahmen gehören neben passiver und aktiver Strömungsbeeinflussung, durch Wirbelgeneratoren bzw. Zu-/Abfuhr von Fluid, dreidimensionale Schaufelgestaltung und Seitenwandkonturierung. Letztgenannte fanden Anwendung im Auslegungsprozess der beiden Turbinenübergangskanäle, die im Rahmen dieser Arbeit aerodynamisch und akustisch untersucht wurden.

Im Fall der passiven Strömungsbeeinflussung werden feststehende Wirbelgeneratoren stromauf ablösegefährdeter Gebiete in den Strömungskanal platziert (s. Abbildung 2.7 c). Ziel ist es dabei, Fluid aus der Hauptströmung mit Hilfe von Wirbelzöpfen in Strömungsrichtung in die Grenzschicht zu transportieren, um diese zu reenergetisieren (s. Abbildung 2.8 unten). Derselbe Mechanismus, aber in einer viel höheren Größenordnung, tritt wie bereits diskutiert auch beim Spaltleckagewirbel auf. Es gibt viele Möglichkeiten einen Wirbelgenerator

auszuführen. Der einfachste Wirbelgenerator ist eine dünne zur Strömungsrichtung geneigte Platte, die zur Oberfläche senkrecht steht (s. Abbildung 2.8 oben). Der Wirbelzopf entsteht hinter diesen kleinen Störstellen indem die Strömung im Bereich der Oberkante von der Druck- zur Saugseite fließt (s. Spaltleckagewirbel). Abhängig von der Pfeilung der Wirbelgeneratoren werden gleich- oder gegensinnig rotierende Wirbel generiert. Natürlich verursachen diese Bauteile einen erhöhten Strömungswiderstand und somit auch einen höheren Totaldruckverlust. Daher soll die Höhe der Wirbelgeneratoren zwischen 10% und 50% der Grenzschichtdicke betragen. Dementsprechend werden sie *low profile vortex generator* genannt. Lin [22] wies nach, dass selbst so kleine Wirbelgeneratoren in der Lage sind über eine Distanz, die ein Vielfaches ihrer Höhe beträgt, genügend Energie in die Grenzschicht zu transportieren, um eine Strömungsablösung zu vermeiden.

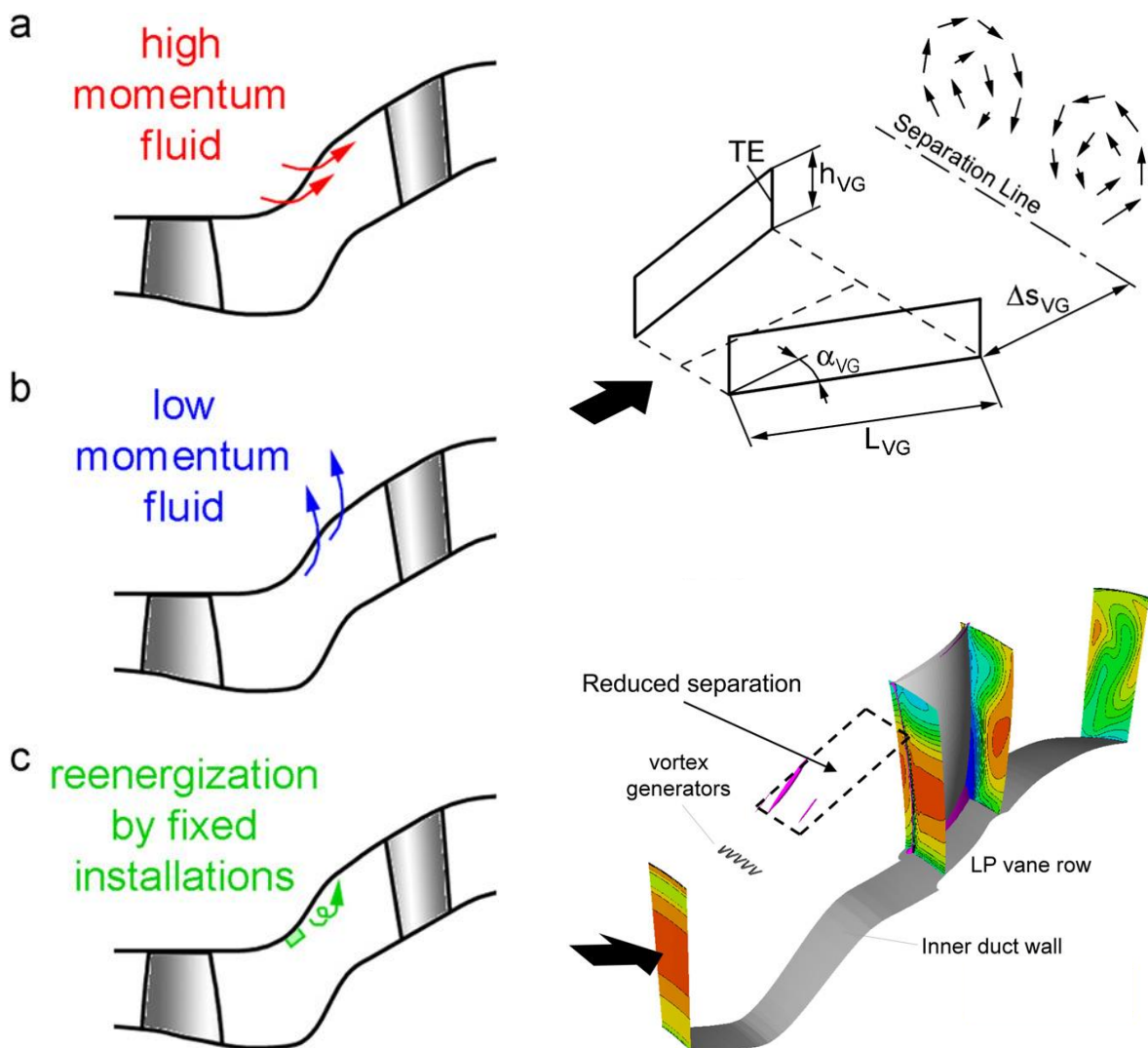


Abbildung 2.7: Strömungsbeeinflussung: aktive (a und b) und passive (c) Maßnahmen zur Reenergetisierung der Grenzschicht [3]

Abbildung 2.8: Geometrie und Hauptabmessungen eines Wirbelgenerators (oben); Verringerung der Ablösung: Stationäre CFD- Simulation von einem Turbinenübergangskanal (AIDA C5-Setup) mit eingebauten Wirbelgeneratoren (unten) [3]



Im Vergleich zur passiven Strömungsbeeinflussung ist die aktive aufgrund der Zu- bzw. Abfuhr von instationärer Strömung nicht nur konstruktiv, sondern auch aerodynamisch eine große Herausforderung. Als Beispiel sei hier das Patent [23] der Firma General Electric erwähnt. Es sieht eine Absaugung von Fluid niedriger Energie an kritischen Stellen im Übergangskanal vor. Durch poröses Material wird Fluid aus der Grenzschicht entfernt und mit Hilfe von Leitungen zur stromab liegenden NDT transportiert, um dort auf der Saugseite des ND-Stators ausgeblasen zu werden. Diese Erfindung kombiniert zwei Effekte miteinander: Zum einen beugt die Absaugung einer Grenzschichtablösung an der Kanalaußenwand vor und eröffnet damit die Möglichkeit den Kanal zu kürzen oder den Durchmesser der NDT zu erhöhen. Zum anderen verringert die Ausblasung auf der SS des ND-Stators eine dortige Ablösung. Dadurch wäre auch eine höhere strömungsmechanische Beaufschlagung der Schaufeln möglich, was zu einer Reduktion von Statorschaufeln und Gewicht führen würde [23]. Ein weiteres Patent [24] von General Electric befasst sich mit der Ausblasung von Fluid hoher Energie. Sekundärluft hoher Energie, vermutlich abgezweigt vom Verdichter, wird im ersten Teil des Kanals an der Außenwand eingebracht, um die Grenzschicht zu energetisieren und eine Ablösung zu vermeiden.

Durch moderne Auslegungsverfahren von Turbinenschaufeln sind dreidimensional optimierte Schaufeln häufig in Turbomaschinen anzutreffen. Des Weiteren werden bestehende Turbomaschinensätze im Zuge der Wartung durch optimierte Schaufelsätze ersetzt [25]. Dabei kommen zunehmend Schaufeln zum Einsatz, die sowohl in Umfangsrichtung (*lean*) als auch in axialer Richtung (*sweep*) eine Neigung aufweisen. Der Neigungswinkel kann über die Schaufelhöhe konstant sein, dann spricht man von einer geraden Neigung (*straight lean*) und einer echten Pfeilung (*true sweep*). Variiert der Neigungswinkel über die Schaufelhöhe, liegt eine gebogene Schaufel in Umfangsrichtung (*compound lean*) bzw. in axialer Richtung (*compound sweep*) vor. Die genannten Gestaltungsvariationen können getrennt und aber auch gleichzeitig sowohl an der Schaufelvorder- als auch an der Hinterkante angewendet werden (Abbildung 2.9).

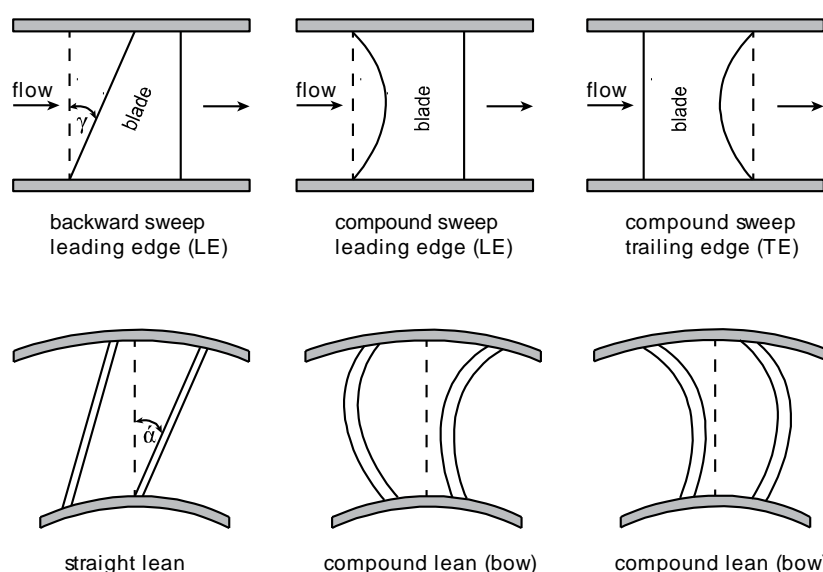


Abbildung 2.9: Möglichkeiten der 3D-Schaufelenauslegung: Neigung der Schaufel in axialer Richtung (*sweep*) und Neigung der Schaufel in Umfangsrichtung (*lean*)

Denton und Xu [25] beschreiben, die Effekte beider Neigungformen (*lean und sweep*) auf die Strömung durch Schaufelreihen und die Auswirkungen auf die aerodynamische Belastung der Schaufeln (*loading*). Eine Neigung der Vorderkante entgegen der Strömungsrichtung (*forward sweep*) kann verwendet werden, um die aerodynamische Belastung an der Schaufelvorderkante im Nabenbereich zu reduzieren. Zusätzlich wird die Schaufelvorderkante resistenter gegen mögliche Strömungswinkelvariationen. Gleichzeitig wird die aerodynamische Belastung an der Schaufelhinterkante erhöht. Umgekehrt verhält es sich bei einer Neigung der Schaufelvorderkante entgegen der Strömungsrichtung. Werden die Schaufeln in Umfangsrichtung geneigt, reduziert das die Verluste in Turbinen an den Seitenwänden durch die Verlagerung von Fluid niedriger Energie aus dem Wandbereich in die Mitte des Strömungskanals. Ein nicht konstanter Neigungswinkel, der beispielsweise so gewählt wird, dass er die aerodynamische Belastung im wandnahen Bereich verringert, generiert einen Druckgradienten in Richtung Strömungskanalmitte. Dadurch wird das Fluid aus der Schaufel- und Kanalwandgrenzschicht stärker Richtung Kanalmitte migrieren als es durch die vorherrschenden Sekundärströmungen ohnehin tun würde. Dies würde einer Anhäufung von Verlusten und einer lokalen Strömungsablösung im Wandbereich vorbeugen. Des Weiteren weist die Strömung in der Austrittsebene aus der Schaufelpassage eine größere Homogenität auf, so dass die Verlustkerne nicht konzentriert auftreten, die Mischungsverluste geringer ausfallen und eine homogenere Zuströmung in der nachfolgenden Schaufelreihe weniger Verluste generiert [25].

Eine weitere Maßnahme, um die Strömungsverluste in umlenkenden Turbinenübergangskanälen zu minimieren ist das sogenannte *area ruling*. Dieses Verfahren wird vor allem dafür verwendet die Verringerung des Strömungsquerschnitts durch umlenkende Stützschaufeln (*blockage*) im Übergangskanal zu kompensieren, indem die radiale Höhe zwischen Nabe und Gehäuse oder nur die Seitenwände in der Nähe der Schaufeln vergrößert werden (s. Abbildung 2.10 I). Die nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturierung mit Hilfe von harmonischen Funktionen wird auch *endwall contouring* bezeichnet und ist in Abbildung 2.10 IV dargestellt. Dabei steht die Minimierung von Sekundärströmungseffekten in Turbinenstufen und damit auch von Verlusten im Vordergrund. Dabei wird der Strömungsquerschnitt in der Nähe der Saugseite vergrößert, um den statischen Druck in diesem Bereich anzuheben. In der Nähe der Druckseite wird der Strömungsquerschnitt reduziert, was zu einer Beschleunigung des Strömungsmediums in diesem Bereich und einem reduzierten statischen Druck führt. Insgesamt wird dadurch der *cross-passage* Druckgradient, der für die Ausbildung der Sekundärströmungen verantwortlich ist, zwischen Saugseite und Druckseite in einer Schaufelpassage verringert. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Turbinenübergangskanal mit Seitenwandkonturierung an der Nabe aerodynamisch und akustisch untersucht. Weitere Informationen über die Auslegung und die Geometriedetails von diesem Kanal sind in Kapitel 3.2.2 zu finden.

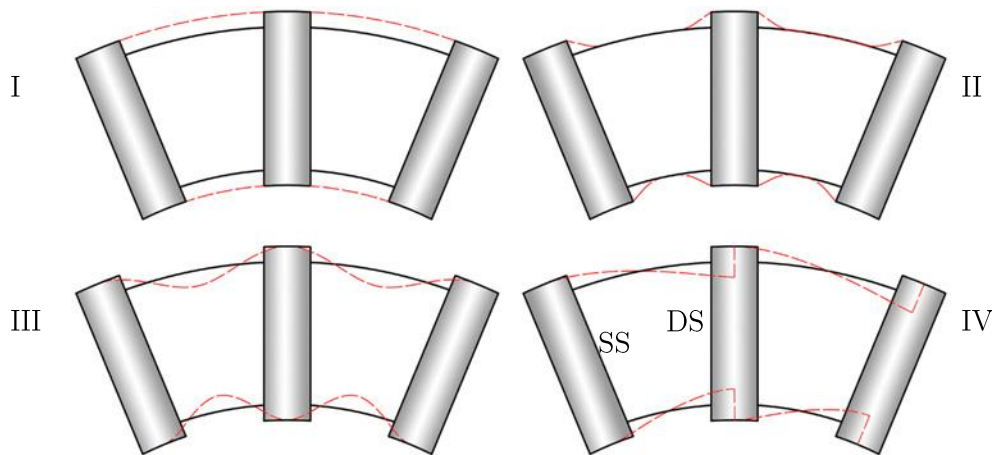


Abbildung 2.10: Optimierte Seitwände achsensymmetrisch (links oben) oder nicht-achsensymmetrisch (rechts oben) und mit harmonischen Funktionen nicht-achsensymmetrisch optimierte Seitenwände (unten) [3]

## 2.3 Grundlagen der Schallentstehung in Flugzeugtriebwerken

Neben der Aerodynamik von Triebwerkskomponenten werden im Rahmen dieser Dissertation auch experimentelle Untersuchungen zur Schallemission durchgeführt. Daher wird im folgenden Kapitel auf die wesentlichen Mechanismen der Schallentstehung in Flugzeugtriebwerken eingegangen. Weiterführende Literatur und detailliertere Ausführungen über die Triebwerksakustik und Aeroakustik sind im Anhang A zu finden.

Bevor die Turbofantriebwerke eingeführt wurden, waren die erste Verdichterstufe und der Abgasstrahl, die dominanten Lärmquellen. In modernen Flugzeugtriebwerken mit hohem Nebenstromverhältnis wurde die Strahlgeschwindigkeit am Austritt signifikant reduziert und schallabsorbierende Einlaufauskleidungen im Bereich des Fans verwendet und somit wurde eine deutliche Reduktion der Schallemissionen messbar. Durch immer größer werdende Nebenstromverhältnisse tritt vor allem der Turbinenlärm mehr und mehr in den Vordergrund. Ein typisches Frequenzspektrum (s. Abbildung 2.11) einer Turbine enthält neben diskreten Tönen hoher Frequenz, die der Blattfolgefrequenz und deren höher Harmonischen zuzuordnen sind, auch den Breitbandlärm, der von der unteren bis zur oberen Hörschwelle des Menschen reicht und keine ausgeprägten Spitzenwerte aufweist. Die Verdichter und Turbinen sind in einem Triebwerk mehrstufig ausgeführt, so dass es zu Interaktions- bzw. Differenzönen kommt. Der Schall, der durch die Hochdruckturbinen entsteht, wird meistens durch die nachfolgenden Niederdruckstufen und die Triebwerkshülle gedämpft bevor eine Abstrahlung ins Fernfeld erfolgt. Der Schall von den letzten Niederdruckturbinen wird dagegen kaum gedämpft und stellt bei der Reduktion von Triebwerkslärm die größte Herausforderung dar [26].

Die Entstehungsmechanismen von Turbinenlärm entsprechen im Wesentlichen denen des Verdichterslärms [27], wobei Lärm im Turbomaschinenbau wieder in den Breitband- und den tonalen Lärm unterteilt wird. Beiden Arten von Lärm liegen unterschiedliche Phänomene zu Grunde. Daher werden sie im Folgenden separat diskutiert.

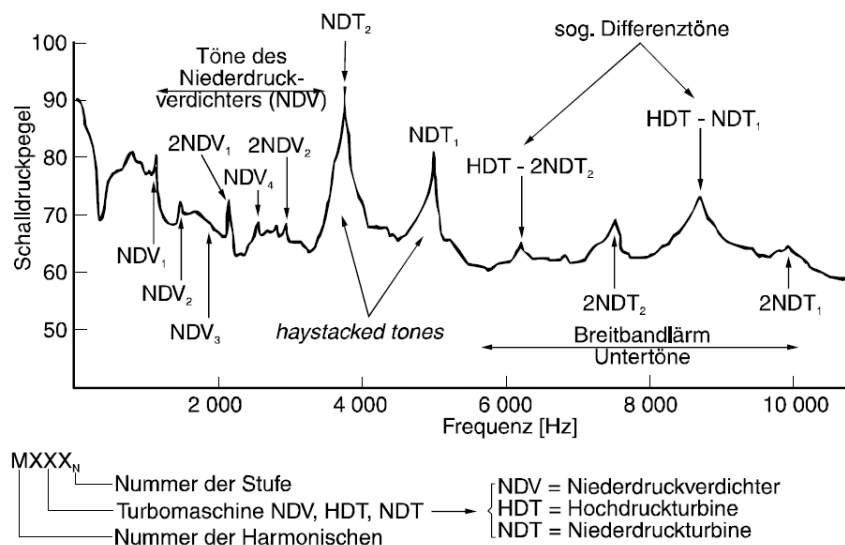


Abbildung 2.11: Beispiel für ein mögliches Lärmspektrum einer Turbine. Das hier dargestellte Spektrum gehört zu einem Turbofan mit kleinem Bypass-Verhältnis. Adaptiert von Smith (1998) [28]

### 2.3.1 Breitbandlärm

Als Breitbandlärm bezeichnet man die Ausbreitung von Schall, der durch fluktuierende Druckverteilungen bzw. Schaufelkräfte auf den Turbomaschinenschaufeln erzeugt wird, deren Ursache Ungleichförmigkeiten in der Zu- und Abströmung der Beschauflung und der damit verbundenen Bildung von Wirbeln und turbulenten Strukturen sind [28].

In Schaufelgittern beeinflussen vor allem turbulente Nachlaufstrukturen, die ihre Ursache in den Strömungsgrenzschichten der Profilmströmungen haben, die Zuströmbedingungen und Zuströmwinkel für die folgende Schaufel. Zudem lösen sich die Nachlaufstrukturen stromab rotierender Schaufeln nicht auf, sondern werden zerhackt und wandern durch die Statorschaufelpassagen hindurch und interagieren mit der Schaufelumströmung des nächsten Laufrades.

Neben den Nachlaufzellen trägt der Inzidenzwinkel der Schaufelzuströmung maßgeblich zum Breitbandlärm bei. Der Inzidenzwinkel wird aus dem Schaufelwinkel der Beschauflung und dem effektiven Zuströmwinkel ermittelt, ist im Idealfall Null, kann aber auch positive oder negative Werte annehmen und ist dadurch maßgeblich für die Dicke des Profelnachlaufs verantwortlich. Ein Betrieb der Turbinenstufen außerhalb des optimalen Betriebsbereiches geht immer mit einer Abweichung vom optimalen Zuströmwinkel einher. Dieser stellt sich aber praktisch nur im Auslegungspunkt der Turbine ein. Abweichungen führen zu Inzidenzvariationen und dementsprechenden Totwassergebieten hinter den Schaufeln. Pro Grad Abweichung vom optimalen Zuströmwinkel kann der Breitbandpegel um 1 bis 2 dB ansteigen. Nachdem, wie eingangs beschrieben die Entstehungsmechanismen für den Breitbandlärm von Verdichtern im Wesentlichen denen von Turbinen entsprechen [27], kann Abbildung 2.12 herangezogen werden, in der der Einfluss der Optimierung des Schaufelwinkels eines Fans auf die Erzeugung von Breitbandlärm verdeutlicht wird. Die Messungen von Smith [29] zeigen einen um  $4^\circ$  optimierten Schaufelwinkel der Fanbeschauflung, was analog zu einer Änderung im Inzidenzwinkel ist. Die tonalen Anteile im Frequenzspektrum ändern sich nicht im Vergleich zur Originalbeschauflung, während der Breitbandlärmanteil durch die optimierte Staffelung massiv zurückgeht.

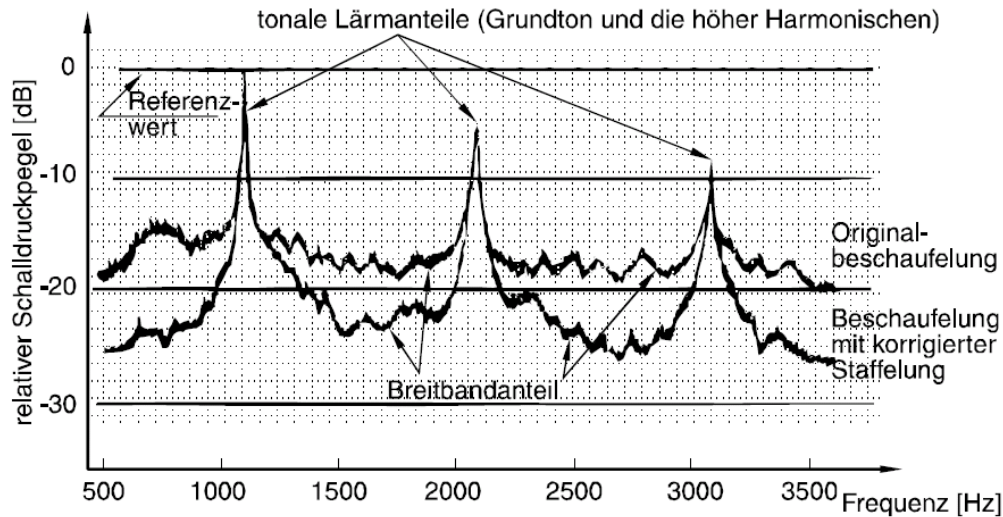


Abbildung 2.12: Einfluss einer Veränderung von  $4^\circ$  im Schaufelwinkel eines Fans auf die Erzeugung von Breitbandlärm, [29]

### 2.3.2 Tonaler Lärm (diskrete Töne)

Tonaler Lärm wird dann generiert, wenn es entweder zu Interaktionen zwischen Schaufelnachläufen und den stromab liegenden Stator- und Rotorschaukeln kommt oder wenn Druckstörungen in Form von Verdichtungsstößen an den Beschaufelungen auftreten, also immer dann, wenn das Strömungsfeld nicht homogen ist und Störungen enthält [28]. In einem Flugzeugtriebwerk sind mehrere Turbinenstufen hintereinander angeordnet, sodass zwangsläufig derartige Störungen (Druckstörungen) im Strömungsfeld vorhanden sind und demnach nicht beseitigt, sondern nur optimiert werden können. Den einfachsten Fall für tonalen Lärm beschreiben Benzakein und Smith [27] als *rotor alone noise*, wobei sich das Turbinenlaufrad in einem ungestörten Strömungsfeld dreht. Dadurch wird ein diskreter Ton entsprechend der Frequenz generiert, mit der sich eine seiner Schaufeln bewegt. D.h. diese Frequenz ist drehzahl- und schaufelanzahlabhängig. Die durch den Rotor entstehenden Störungen (periodische Druckschwankungen, Druckmuster) nimmt ein stromab ruhender Beobachter immer dann wahr, wenn eine Schaufel vorbeiläuft und wird demnach auch als Blattfolgefrequenz bezeichnet (*Blade-Passing-Frequency, BPF*).

$$BPF = \frac{n_{rpm}}{60} \cdot B \quad (2-1)$$

Als Beispiel für den dominierenden Schaufelton der im Rahmen dieser Dissertation verwendeten Hochdruckturbinen kann für eine Betriebsdrehzahl folgende Rechnung angestellt werden. Der mit 36 Schaufeln ( $B = 36$ ) bestückte Hochdruckrotor dreht mit einer Drehzahl von  $n_{rpm} = 11000 \text{ U/min}$ . Dementsprechend ergibt sich die Blattfolgefrequenz zu  $6,6 \text{ kHz}$ . Diese Grundfrequenz und ganzzahlige Vielfache sogenannte höher Harmonische der BPF überlagern sich dem Breitbandlärm in einem ganz bestimmten, jeweils sehr begrenzten Frequenzbereich in Form von diskreten Tönen. Bei höher harmonischen Schwingungen ändert das rotierende Druckmuster seine Form, sodass z.B. bei der doppelten Blattfolgefrequenz

(2.BPF) die Druckstörungen mit der zweifachen Drehzahl des Rotors umlaufen. Die rotierenden Schwingungsmuster bilden dabei charakteristische Lösungen der Wellengleichung Wellengleichung und werden Moden genannt [30]. Wenn diese in Umfangsrichtung umlaufen, werden sie als Azimuthalmoden bezeichnet.

Fügt man der vorangegangenen Betrachtungsweise noch eine feststehende Schaufelreihe hinzu, wie es bei realen Triebwerk immer der Fall sein wird, kann eine Interaktion der Strömungsfelder beider Schaufelgitter beobachtet werden. Tyler und Sofrin [31] unterscheiden drei grundlegende Mechanismen zur Schallentstehung durch Stator-Rotor-Interaktionen:

1. Durchtrennen der Nachläufe von stromauf liegenden Leitschaufeln durch das rotierende Laufrad
2. Auftreffen der durch den Rotor generierten Nachläufe auf der stromab liegenden Statorschaufeln.
3. Beeinflussung des rotierenden Druckmusters um die Rotorschaufeln durch Wechselwirkungen mit den Statorschaufeln.

Wie zuvor beschrieben verursacht die geringere Strömungsgeschwindigkeit in den Nachlaufzellen eine inhomogene Zuströmung der folgenden Schaufelreihe. Dabei ist der Abstand zwischen den beiden Schaufelreihen entscheidend. Je kürzer dieser ausfällt, desto stärker wirkt sich die Inhomogenität aus, weil das langsamere Fluid in der Nachlaufzelle nicht mehr ausreichend Weg bzw. Zeit hat, sich mit der Kernströmung aus der Schaufelpassage auszumischen. Das hat eine Verschiebung des Staupunktes von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profils zur Folge (s. Abbildung 2.13). Dadurch wird an der Schaufelvorderkante eine Druckstörung induziert. Da bei Turbinen der axiale Abstand zwischen der Statorschaufelhinterkante und Rotorschaufelvorderkante meistens geringer ist als bei Verdichtern, überwiegt daher der tonale Anteil, hervorgerufen durch die eben beschriebenen periodischen Druckschwankungen, gegenüber dem breitbandigen Anteil der gesamten Geräuschemission der Turbine. Eine bessere Ausmischung der Nachlaufströmung ist möglich, wenn der axiale Abstand vergrößert wird. Durch diesen Vorgang kann die Intensität dieser Frequenzanregung gesenkt werden [27].

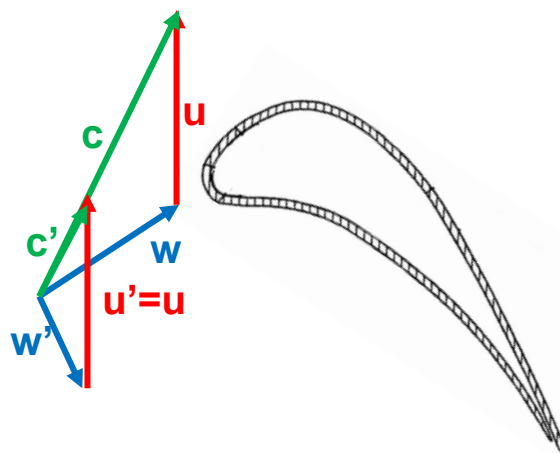


Abbildung 2.13: Verschiebung des Staupunktes von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profils infolge Zuströmung (grün=Absolutgeschwindigkeit, blau= Relativgeschwindigkeit, rot=Umfangsgeschwindigkeit, = geänderte Größen)

Die durch ein einzelnes Laufrad entstehenden Druckschwankungen regen wie oben erläutert Frequenzen an, die sowohl drehzahl- als auch schaufelanzahlabhängig sind. Dabei entstehen pro Frequenz charakteristische Schwingungsmuster (Moden). Interagieren die Druckstörungen mit einem Stator können die Druckstörungen nun zusätzliche Moden in Umfangsrichtung generieren. Diese setzen sich nach Tyler und Sofrin aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor zusammen [31].

$$m = hB \pm kV \quad (2-2)$$

In Gleichung (2-2) beschreiben  $m$  die Umfangsmode,  $B$  die Schaufelanzahl des Rotors und  $V$  die Schaufelanzahl des Stators.  $h$  repräsentiert den harmonischen Index und kennzeichnet die höher harmonischen Frequenzen des Rotors ( $h = 1, 2, 3, \dots$ ).  $k$  ist ein ganzzahligen Index dar ( $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ ). Zum Beispiel resultiert aus einem einzelnen Rotor für die Grundfrequenz ( $h = 1$ , 1. BPF) eine Umfangsmode, die der Schaufelanzahl des Rotors entspricht ( $k = 0$ ,  $m = B$ ). In diesem Fall läuft das Druckmuster mit derselben Drehzahl wie der des Rotors um. Die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_m$ , mit der die Mode rotiert, kann mit der Kreisfrequenz des Rotors  $\Omega$  berechnet werden:

$$\Omega_m = \Omega \cdot \frac{hB}{m} = \Omega \cdot \frac{hB}{hB \pm kV} \quad (2-3)$$

Der Drehsinn einer Mode entspricht nicht zwangsläufig der des Rotors. Voraussetzung dafür ist eine negative Umfangsmode. Dadurch ist die Drehrichtung des Druckmusters entgegengesetzt zur Rotordrehrichtung (bzw. breitet sich die Mode entgegen der Rotordrehrichtung aus). Soll die Schallausbreitung durch ein gesamtes Triebwerk (mehrere Stator- und Rotorreihen) beschrieben werden, muss Gleichung (2-2) erweitert werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass eine Mode  $m^*$ , die aus einer Stator-Rotor Interaktion resultiert, an der nachfolgenden Statorreihe mit  $V_2$  Schaufeln gestreut wird (*scattered mode*) und die Moden  $m = m^* \pm k_2 V_2$  generiert werden. Für eine Rotorinteraktion mit zwei Statoren, wie sie auch im Rahmen dieser Dissertation vorkommt, mit den Schaufelzahlen  $V_1$  und  $V_2$  lautet Gleichung (2-2) (mit  $k_1$  und  $k_2$  als ganze Zahlen):

$$m = hB \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2 \quad (2-4)$$

Theoretisch ist die Anzahl der möglichen Interaktionsmoden unendlich groß. Begrenzt wird die Ausbreitung der Moden durch die Geometrie des Strömungskanals und dem Frequenzbereich des Rotors. Unter welchen Bedingungen eine Mode ausbreitungsfähig ist, ist im Anhang A ausführlich behandelt.

Anhand eines Beispiels [30] soll nun die Stator-Rotor Interaktion nach Tyler und Sofrin näher erläutert werden. Abbildung 2.14 zeigt eine Konfiguration eines Stators mit  $V = 6$  Statorschaufeln und eines Rotors mit  $B = 8$  Rotorschaufeln. Wählt man zum Beispiel  $k = \{-3, -2, -1, 1, 2, 3\}$  ergeben sich für die Grundfrequenz ( $h = 1$ ) aus Gleichung (2-2) die Moden  $m = 1 \cdot 8 + k \cdot 6 = \{-10, -4, 2, 14, 20, 26\}$ , die aus der Interaktion zwischen Stator und Rotor entstehen. Die Mode  $m = 8$  bei  $k = 0$  repräsentiert die Grundmode des Rotors. Bei dieser Betrachtungsweise wurde noch nicht berücksichtigt, ob diese Moden auch wirklich

ausbreitungsfähig sind, d.h. auch zur Schallemission beitragen. Dafür sind weitere Kenntnisse der Maschine und des Betriebspunktes notwendig, wie sie im Rahmen dieser Arbeit besprochen werden (v.a. Strömungsparameter und Kanalgeometrie). Für das Beispiel in Abbildung 2.14 beträgt  $k = -1$ . Daraus resultiert die Umfangsmode  $m = 2$ . Der Rotor ist in dieser Abbildung rot dargestellt, der Stator grau bzw. schwarz. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass ein reales Triebwerk ein Vielfaches der hier dargestellten Rotor- bzw. Statorschaufeln besitzt. Die Interaktion zwischen Rotorscheaufel und Statorschaufel ist durch eine blaue Markierung auf dem Außenkreis des Stators gekennzeichnet. Die Drehrichtung erfolgt im Uhrzeigersinn und wird durch ein markiertes Rotorblatt (strichlierte rote Linie) hervorgehoben. Insgesamt wird in Abbildung 2.14 eine 1/4 Umdrehung des Rotors betrachtet, wobei alle  $15^\circ$  eine Momentaufnahme der Position (1-6) des Rotors dargestellt ist. Beobachtet man die markierte Rotorscheaufel von der Start- bzw. Endposition oben links (1) nach unten rechts (6), so kommt es alle  $60^\circ$  zu einer Interaktion indem eine Rotorscheaufel eine Statorschaufel passiert. Gleichzeitig wird der blau hervorgehobene Bereich (Rotor-Stator-Interaktion) verfolgt. Die Interaktion, also die schallverursachende Druckstörung, durchläuft eine ganze Umdrehung (1-7), während der Rotor sich nur um  $90^\circ$  weiterdreht. Demnach dreht bei der Grundfrequenz des Rotors das umlaufende Druckmuster  $m = 2$  mit der vierfachen Geschwindigkeit des Rotors. Die mathematische Überprüfung mit Hilfe von Gleichung (2-3) liefert  $\Omega_{m=2} = \Omega \cdot \frac{1-8}{2} = 4\Omega$ . Die ermittelte Modenwinkelgeschwindigkeit von  $\Omega_{m=2} = 4\Omega$  stimmt mit der Beobachtung überein, wobei das erhaltene positive Vorzeichen zeigt, dass der Drehsinn der Interaktion (bzw. die Ausbreitungsrichtung der Mode) mit dem des Laufrades übereinstimmt. Derartige mathematische Überlegungen können für jede ausbreitungsfähige Interaktionsmoden angestellt werden. Die Moden variieren untereinander sowohl in ihrer Ausbreitungsrichtung und Winkelgeschwindigkeit, als auch in ihrer unterschiedlichen Intensität ihrer Anregung. Da die Entstehung der Moden von den Schaufelzahlen der gewählten Stator-Rotor(-Stator) Konfiguration abhängt, kann mit Hilfe von Gleichung (2-2) bzw.(2-4) die Quelle der Schallentstehung in einer Turbine zurückverfolgt werden.

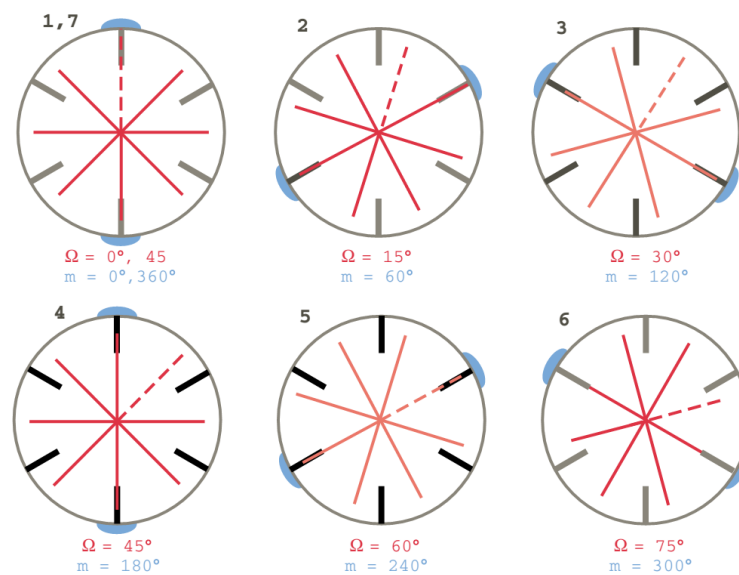


Abbildung 2.14: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion; hier:  $\Omega$  entspricht der Winkelposition des Rotors und  $m$  der Winkelposition der Interaktion [32]



Im realen Triebwerk haben Rotoren und Statoren weit mehr als 50 Schaufeln, sodass die Verhältnisse mit der Anzahl der Schaufeln immer komplexer werden und einfache Darstellungen, wie sie in Abbildung 2.14 zu sehen sind, nicht mehr möglich sind. Des Weiteren ist neben der Berücksichtigung der Schaufelverhältnisse auch noch das Ausbreitungsverhalten des Lärms durch den aus Nabe und Gehäuse gebildeten Strömungskanal entscheidend. Bei Messungen stellte man fest, dass ein gewisser Anteil von Tönen erst gar nicht den Strömungskanal verlässt und somit nicht ausbreitungsfähig ist. Es gibt offensichtlich ein kritisches Schaufelverhältnis aus Stator- und Rotorschaufelanzahl, das zu einer gegenseitigen Auslöschung von Schallereignissen führt, die eigentlich dominant sein müssten. Das durch Versuche ermittelte kritische Schaufelzahlverhältnis (*cut-off condition*) kann wie folgt berechnet werden,

$$\frac{V}{B} = 1,1 \sqrt{1 + Ma_u} h \quad (2-5)$$

wobei  $V$  wieder der Statorschaufelanzahl,  $B$  der Rotorschaufelanzahl und  $h$  der Harmonischen des diskreten Tons, der ausgelöscht werden soll, entspricht.  $Ma_u$  beschreibt die Machzahl, die sich aus der Umfangsgeschwindigkeit  $u = \Omega r$  des jeweiligen Rotors ergibt. Wird als Beispiel wieder ein Fan herangezogen bei dem Umfangsgeschwindigkeit an den Blattspitzen circa der Schallgeschwindigkeit entspricht ( $Ma_u = 1$ ), so ergibt sich aus Gleichung (2-5) ein Stator- zu Rotorschaufelverhältnis von  $V/B = 2,2 h$ . Soll nun der Grundton  $h = 1$  des tonalen Lärms eliminiert werden, muss der Stator mehr als doppelt so viele Schaufeln besitzen wie der Rotor; für die 1. Harmonische wären es circa 4,5-mal so viele Schaufeln. Ist die Anzahl der Statorschaufeln bereits um 1 größer als die der Rotorschaufeln, bewirkt das zwar mehr Wechselwirkungen zwischen Stator und Rotor, jedoch treten diese zu einem unterschiedlichen Zeitpunkt auf, was die Intensität der Interaktion reduziert.

## 2.4 Maßnahmen zur Minimierung von Schallemissionen im Triebwerk

Kazin und Matta [26] untersuchten die Mechanismen der Schallentstehung an einer dreistufigen Turbine sowohl numerisch als auch experimentell. Die an ihrem Versuchsträger gemessenen Frequenzspektren bestehen aus diskreten Tönen hoher Blattfolgefrequenzen und dem Breitbandlärm. Die höchsten Töne werden durch die Interaktion der Nachläufe von Stator und Rotor verursacht. Zudem wurde festgestellt, dass eine Variation der Turbulenz am Eintritt vor einer Hochdruckturbine, deren Leitapparat gesperrt ist, keinen Einfluss auf die Entstehung von diskreten Tönen stromab liegender Turbinenstufen hat. Des Weiteren ist die abgestrahlte Schalleistung vom Stufendruckverhältnis, der Blattspitzengeschwindigkeit und dem axialen Abstand zwischen den benachbarten Schaufelreihen abhängig. Während mit steigendem Schaufeldruckverhältnis und Blattspitzengeschwindigkeit eine Erhöhung des Schallpegels einhergeht, ist mit zunehmendem Abstand zwischen den Schaufelreihen eine Reduktion des Schallpegels realisierbar. Diese schallreduzierende Maßnahme ist bei Triebwerksentwicklern sehr beliebt, da es nur zu sehr geringen Verlusten kommt.

Benzakein und Smith [27] führten ähnliche Untersuchungen an einer einstufigen Turbine durch. Dabei stellten sie fest, dass im Strömungskanal eingebaute Messsonden essentiell sind für die Zuordnung der im Triebwerkslärm enthaltenen Geräuschquellen. Die Autoren nennen zwei Arten von Schallentstehung, die den größten Anteil im Frequenzspektrum einer Turbomaschine ausmachen; der Lärm, der durch den Rotor (*rotor alone noise*) selbst verursacht wird und wieder der Interaktionslärm (*viscous wake interaction*), bei dem die Nachläufe stromauffliegender Schaufeln auf die stromabliegenden Schaufeln auftreffen. Während die hohen diskreten Töne der Interaktion von Nachläufen mit den Schaufeln zuzuschreiben ist, wird der Breitbandlärm vor allem durch die instationären Druck Fluktuationen sowohl auf den Stator als auch Rotorscheaufeln hervorgerufen. Wie ausgeprägt die unterschiedlichen Lärmformen auftreten, ist wiederum von der Drehzahl, der aerodynamischen Beladung und dem Abstand zwischen den Schaufelreihen abhängig. Der Einfluss eines vergrößerten axialen Abstandes zwischen Stator und Rotor auf die Schalleistung und den Wirkungsgrad ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, wie die Schalleistung mit zunehmendem axialen Abstand zwischen den Schaufelreihen abnimmt. Die damit einhergehenden aerodynamischen Verluste sind nicht zu verleugnen, jedoch fallen diese im Vergleich zum akustischen Benefit aus sehr gering.

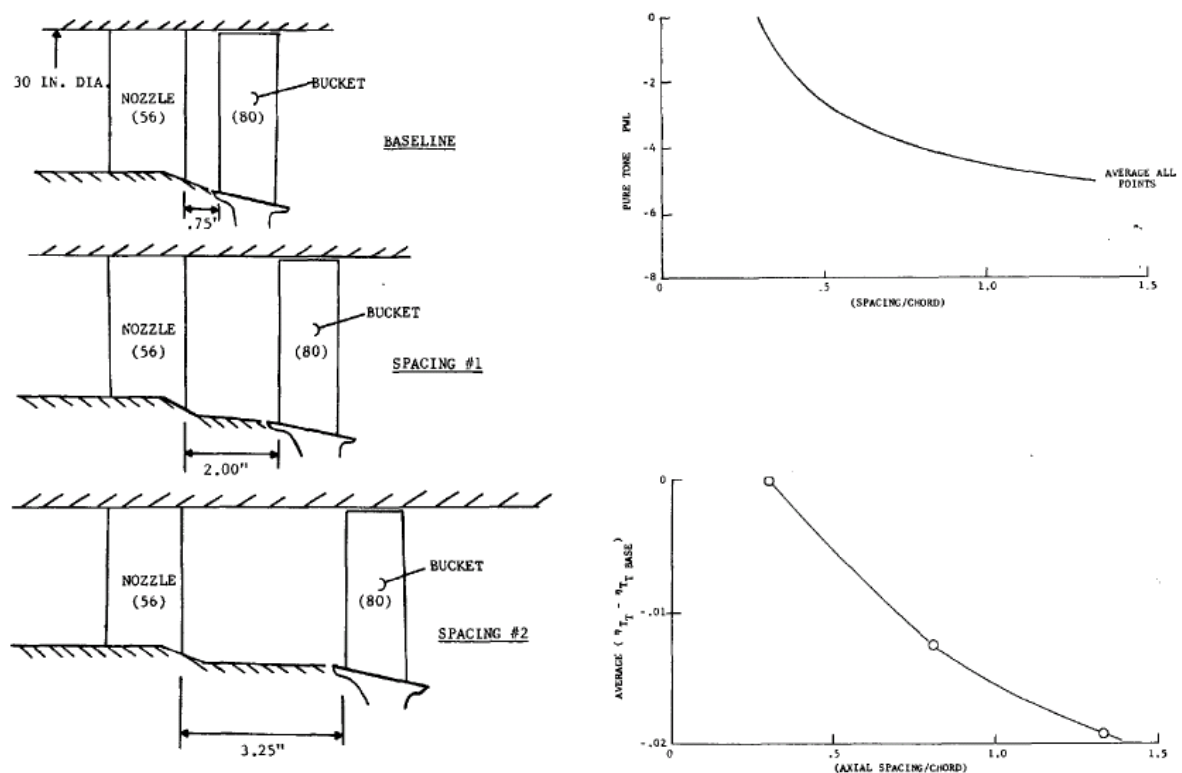


Abbildung 2.15: Schematische Darstellung der Abstandsvariation einer einstufigen Turbinenstufe (links) und der Einfluss auf die Schalleistung und den Wirkungsgrad bei Abstandsvergrößerung (rechts) [27]

Eine Abstandsvergrößerung ist nicht nur bei Turbinen schallmindernd. Balombin und Stakolich [33] führten akustische Messungen an einem einstufigen Fan eines Full-Scale Triebwerkes (Fandurchmesser  $1,83\text{ m}$ ) durch. Dabei lag die Abstandsvariation zwischen dem Fan und dem Stator bei circa 1 bis 2 Sehnenlängen der Rotorscheaufel. Bei konstanter Drehzahl des Fans, stellte sich heraus, dass die Nachläufe der Schaufelblätter mit zunehmendem Rotor-

Stator-Abstand weniger ausgeprägt sind, was zu einer Reduzierung der emittierten Schalleistung führt.

Den Einfluss verschiedener Blattformen und Betriebspunkte auf die Schallentstehung untersuchte Hulse et al. [34] an einem einstufigen Axialkompressor bzw. Fan mit kleinem Druckverhältnis. Die Messungen und Rechnungen zeigten, dass die emittierte Schalleistung an der Blattfolgefrequenz sowohl mit zunehmender Drehzahl des Rotors als auch mit zunehmendem Massenstrom und Relativgeschwindigkeit ansteigt. Dagegen scheint die emittierte Schalleistung in diesem Fall unabhängig von der Schauffelform zu sein.

Holste [35] zeigte am Beispiel eines Triebwerksmodells mit gegenläufigen Rotoren unterschiedlicher Blatt- und Drehzahlkombinationen, dass aus den im akustischen Nahfeld von Strömungsmaschinen experimentell ermittelten Druckschwankungen Aussagen über die dominierenden aerodynamischen Schallerzeugungsprozesse für die tonalen Komponenten des emittierten Schallfeldes gewonnen werden können. In diesen Untersuchungen wurden ebenfalls der Betriebspunkt und der Abstand zwischen den Schaufelreihen variiert, ähnlich wie im Rahmen dieser Dissertation. Eine Verringerung der Wellenleistung führte zu einer Abnahme der Pegel der dominierenden Moden, sowie auch der resultierende Summenpegel. Eine weitere Reduzierung konnte durch die Abstandsvergrößerung der Rotoren erreicht werden, weil dadurch die Nachläufe im Bereich des zweiten Rotors schwächer sind und somit auch die Schallerzeugungsprozesse zwischen den Rotoren. Die Untersuchung mit ungleichen Schaufelzahlen ergaben, dass dieses zu einer Verringerung in den mittleren Schalldruckpegeln in der Austrittsebene kommt und damit auch zu einer Minderung der abgestrahlten Schalleistung. Darüber hinaus erweiterte Holste die Theorie von Tyler und Sofrin [31] um gegenläufige Rotoren unterschiedlicher Drehzahlen und Schaufelanzahlen.

Woodward et al. [36] stellten eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung der Schallentwicklung durch Rotor-Stator-Interaktionen vor. Hier wurde an einem einstufigen Fan Luft an der Hinterkante über die gesamte Höhe der Rotorschaufeln ausgeblasen. Die zusätzlichen 2% Massenstrom sollen die Nachlaufdellen auffüllen, wodurch die Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator abgeschwächt werden. Messungen zeigten, dass die Hinterkantenausblasung eine Reduktion der Schalleistung von 2 dB bewirkt. Diese Reduktion wurde sowohl in den Rotor-Stator Interaktionstönen als auch im Breitbandlärm gemessen. Zusätzliche instationäre aerodynamische Messungen mit Hitzdrahtsonden untermauerten die akustischen Messergebnisse. Während sich die Nachlaufdellentiefe im Bereich der Schaufelspitze kaum durch die Hinterkantenausblasung änderte, konnte über die restlichen 75% der Schaufelhöhe und dort vor allem im Nabenbereich eine deutliche Entschärfung der Nachlaufdellentiefe nachgewiesen werden und damit die Schaufelinteraktion bei allen untersuchten Betriebspunkten Approach, Cutback und Sideline verringert werden. Zudem ergaben die Messungen, dass die abgestrahlte Schalleistung mit zunehmender Wellenleistung von Approach über Cutback zu Takeoff ansteigt.

Envia und Nallasamy [37] beschrieben anhand einer analytischen Studie die Vorteile von axial gefeilten (*sweep*) und azimuthal geneigten (*lean*) Fanstatorschaufeln hinsichtlich der Reduktion von Rotor-Stator-Interaktionslärm bei verschiedenen Betriebspunkten. Durch Schiefstellung der Statorschaufeln wird das Auftreffen eines Fanrotornachlaufes auf mehrere Schaufeln verteilt (*wake tilting*) und somit eine Abschwächung der Rotor-Stator Interaktion

erreicht. Dieser Effekt ist auch in Turbinen messbar. Durchtrennt die Rotorbeschaufelung einen in Umfangsrichtung geneigten Statornachlauf, so ist auch hier die emittierte Schalleistung geringer, weil die Interaktion nicht gleichzeitig auftritt [38]. Zudem wird die Rotorbeschaufelung dadurch weniger aeroelastisch angeregt.

Nesebitt geht in seiner Veröffentlichung [39] auf Verbesserungspotentiale in der Auslegung von Niederdruckturbinen ein. Unter anderem nennt er sehr hoch aerodynamische beladene Schaufeln, geringer axialer Schaufelabstand und gleiche Schaufelanzahlen in mehr als zwei Stufen als Gründe für geräuschintensive Niederdruckturbinen. Gerade beim *stacking* von Schaufelreihen muss auf den Winkel und die Schaufelanzahl aufeinanderfolgender Stufen geachtet werden. Ein optimaler *clocking-Winkel* (Winkelversatz in azimuthaler Richtung zwischen Statorschaufelreihen) kann in einem verbesserten Wirkungsgrad resultieren. Der Autor weist aber auch daraufhin, dass ein falsch ausgelegter *clocking-Winkel* zu einer Erhöhung des Schalldruckpegels um  $6\text{ dB}$  führen kann, wenn die generierten Töne von der stromaufliegenden und stromabliegenden Stufe in Phase sind. Eine weitere Möglichkeit, Turbinenlärm zu reduzieren, ist die Verschiebung von diskreten Tönen in Bereiche höherer Frequenzen, die außerhalb des menschlichen Hörbereichs liegen. Im Beispiel des Getriebefantriebwerks, bei dem die NDT höhere Drehzahlen als bei modernen Turboantriebwerken aufweist, wird genau dieser Effekt bei der schnelllaufenden Niederdruckturbinenstufe ausgenutzt. Anhand von Gleichung (2-1) lässt sich leicht nachvollziehen, wie sich die BPF mit zunehmender Drehzahl erhöht.

Mit der schallreduzierenden Maßnahme des *clocking* in Niederdruckturbinenstufen beschäftigten sich auch die Arbeiten von Blaszcak [40] und Vazquez et al. [41]. Beide führten bei verschiedenen Stator-Stator Stellungen akustische Messungen in einer zwei- bzw. dreistufigen Niederdruckturbinenstufe durch. Die Änderungen in den gemessenen Schalldruckpegeln infolge von *clocking* betrug zwischen  $5\text{ dB}$  und  $10\text{ dB}$ . Zusätzlich zu den akustischen Messungen wurden auch aerodynamische Messungen durchgeführt, um gleichzeitig die Wirkungsgradänderungen durch die veränderten Statorpositionen zu bestimmen. Während die Effizienz der Niederdruckturbinenstufen kaum von der relativen Stator-Stator Position abhängig ist, variiert der Lärmpegel deutlich und kann somit zur Schallreduktion von einigen Tönen genutzt werden.

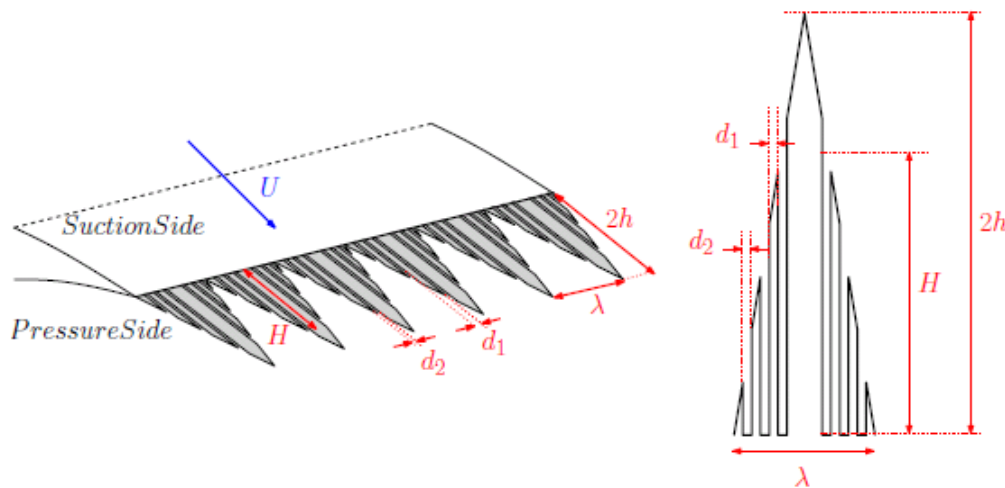


Abbildung 2.16: Geometrie der geschlitzten Sägezahnkante mit Parametern [42]

Eine weitere passive Maßnahme zur Minimierung von Breitbandlärm untersuchten Gruber et al. [42] experimentell und Azarpeyvand [43] analytisch. Dabei wurden die Geometrien der Schaufelhinterkanten eines NACA65 (12)-10 Profils variiert, um eine Reduktion des durch die turbulente Grenzschicht an der Hinterkante eines Schaufelprofils verursachten Breitbandlärms zu erreichen. Tabelle 2.1 fasst die Ergebnisse der experimentellen Arbeit zusammen. Auffällig dabei ist, dass die ersten drei Geometrievarianten zwar Lärm im Bereich niedriger Frequenzen reduzieren, aber gleichzeitig ein Anstieg der Pegel im Bereich hoher Frequenzen zu beobachten ist. Die geschlitzte Sägezahn hinterkantengeometrie erwies sich mit einer Reduktion um  $5 \text{ dB}$  im Bereich niedriger Frequenzen und keiner zusätzlichen Erhöhung im Bereich hoher Frequenzen als die effektivste und ist in Abbildung 2.16 dargestellt. Vor allem die Tiefe der Schlitz ( $H$ ) ist der Parameter mit dem sich Breitbandlärm bei mittleren bis hohen Frequenzen reduzieren lässt. Weniger effektiv aber dennoch eine Maßnahme zur Schallreduktion ist der Parameter  $d_1$ , der den Abstand zwischen benachbarten Schlitz beschreibt.

Tabelle 2.1: Einfluss der Hinterkantengeometrie auf die abgestrahlte Schallleistung für den niederfrequenten (Noise Reduction, NR) und hochfrequenten Bereich (Noise Increase, NI) [42]

	Low frequency NR	High frequency NI
Sawtooth	$> 5 \text{ dB}$	$> 5 \text{ dB}$
Slit	$1 - 5 \text{ dB}$	$> 5 \text{ dB}$
Sawtooth+holes	$\pm 1 \text{ dB}$	$> 5 \text{ dB}$
Slitted sawtooth	$> 5 \text{ dB}$	$< 1 \text{ dB}$

### 3 VERSUCHSAUFBAU

Das dritte Kapitel beschreibt die Versuchsanlage („*Transonic Test Turbine Facility*“, TTTF) mit ihrer Infrastruktur und den für die Aerodynamik- und Akustikmessungen verwendeten Turbinenübergangskanälen. Des Weiteren wird auf die permanent installierte Messtechnik und auf deren Traversiermöglichkeiten eingegangen. Abschließend erfolgt die Beschreibung der für die jeweiligen Messungen eingestellten Betriebspunkte.

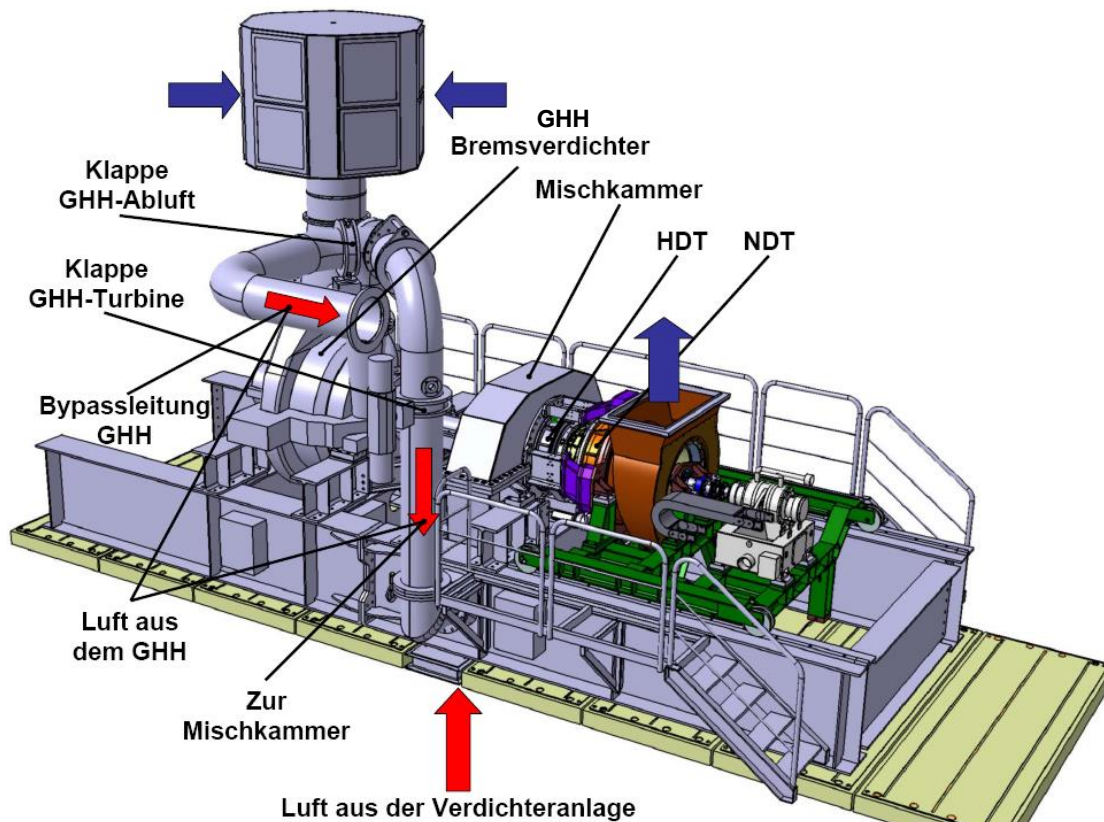


Abbildung 3.1: Dreidimensionale Ansicht des transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstands mit den wichtigsten Komponenten und der Luftführung [5]

#### 3.1 Die Versuchsanlage (TTTF)

Der transsonische Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand (TTTF) ist ein Kaltgas-Prüfstand, der kontinuierlich im offenen Kreislauf betrieben wird und aus einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe und einer entgegengesetzt drehenden Niederdruckturbinenstufe besteht (s. Abbildung 3.1). Diese derzeit europaweit einmalige Anlage ermöglicht es Versuchsträger mit einem Durchmesser von bis zu 800 mm bei triebwerksrelevanten Bedingungen zu untersuchen. Beide Turbinenräder sind auf fliegend gelagerten Wellen angebracht. Zusätzlich ist die Niederdruckturbinenstufe auf einem axial beweglichen Rahmen montiert. Dadurch können die Turbinenscheibe einfach montiert und demontiert werden ohne dabei den gesamten Wellenstrang ausbauen zu müssen. Des Weiteren ist es möglich Turbinenübergangskanäle unterschiedlicher axialer Baulänge zwischen den Rotoren zu platzieren. Der Prüfstand wird kontinuierlich mit verdichteter Luft, die über ein Rohrleitungssystem von einer separaten

Verdichterstation ( $3\text{ MW}$ ) in den Prüfstand geleitet wird, angetrieben. Die Wellenleistung, die an der Hochdruckturbine anliegt, wird für das Betreiben eines zusätzlichen dreistufigen Bremsverdichters verwendet. Dieser befördert zusätzliche Luft in die Mischkammer des Prüfstands, in der sich beide Massenströme vermengen und den Gesamtmassenstrom erhöhen. Die Temperatur am Eintritt des Prüfstandes kann mit Hilfe von Kühlern zwischen  $40\text{ °C}$  und  $185\text{ °C}$  geregelt werden. Die Maximaldrehzahl der Hochdruckturbine ist auf  $11550\text{ U/min}$  und die der Niederdruckturbine auf  $3900\text{ U/min}$  begrenzt. Abhängig von der Charakteristik der Hochdruckstufe kann eine maximale Leistung an der Kupplung von  $2,8\text{ MW}$  bei einem Massenstrom von  $22\text{ kg/s}$  erreicht werden. Die Leistung der Niederdruckturbine wird von einer Wasserbremse absorbiert und ist auf  $700\text{ KW}$  beschränkt. Detaillierte Ausführungen über die Entwicklung, Konstruktion und den Betrieb des ursprünglichen ein-stufigen Prüfstands sind in Erhard et al. [44] und [45] zu finden. Die Erweiterung durch die Niederdruckturbine und die Inbetriebnahme des Zwei-Wellen Prüfstands im Rahmen des EU-Projektes DREAM sind in den Veröffentlichungen von Hubinka et al. [46; 47] dokumentiert.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Prüfstand erneut erweitert und optimiert. Es wurden sowohl neue Messtechniken als auch neue Messpositionen für die Akustik- und Aerodynamikuntersuchungen im Prüfstand implementiert. Darüber hinaus wurde die Bestimmung des Bremsverdichtermassenstroms hinsichtlich der Messgenauigkeit verbessert. Abbildung 3.3 zeigt den Längsschnitt des Turbinenprüfstandes. Wie zuvor erwähnt, werden die beiden Verdichtermassenströme durch Mischer, Leitbleche und eine Tandemkaskade in der Mischkammer zu einem Gesamtluftmassenstrom vermengt und dem Hochdruckstator zugeführt. Dieser besteht aus 24 Leitschaufeln und kann für Stator-Stator-Welchselwirkungsuntersuchungen (*clocking*) und Umfangsmessungen in Umfangsrichtung ( $360^\circ$ ) verdreht werden. Stromab befindet sich die mit 36 Schaufeln bestückte und deckbandlose Hochdruckturbine. Anschließend folgt der Turbinenübergangskanal (TMTF), der mit seinen 16 massiven Leitschaufeln die Luft sowohl auf einen höheren Radius führt als auch in azimuthaler Richtung umlenkt (Kapitel 3.2.1 und 3.2.2). Am Eintritt (Messebene C) und am Austritt des Turbinenübergangskanals (Messebene E) sind ebenfalls Verdrehvorrichtungen angebracht, um die Strömungsphänomene und den Druckverlust über dem TMTF in einem Sektor und über dem gesamten Umfang mit Hilfe von pneumatischen Sonden (Kapitel 4.1.1 und 4.1.2) bestimmen zu können. Das TMTF führt die Strömung dem Niederdruckrotor zu, der in entgegengesetzter Richtung zur HDT dreht und mit 72 Schaufeln mit Deckband bestückt ist. Stromab der Niederdruckturbine befindet sich die akustische Messstrecke mit den Mikrofonen (Kapitel 4.2), die ebenfalls um  $360^\circ$  verdreht werden kann, um das akustische Feld durch Azimutal- und Radialmoden charakterisieren zu können. Danach verlässt die Luft den Prüfstand durch einen Diffusor und gelangt durch das Abluftgehäuse, die Abluftleitung und den Abluftturm nach draußen in die Umgebung.

Abbildung 3.2 zeigt eine Skizze der Schaufelprofile und deren Anordnung im Mittelschnitt. Zusätzlich sind der Skizze die jeweiligen Geschwindigkeitsdreiecke hinzugefügt, um die Strömungsrichtungen darzustellen. Die Absolutgeschwindigkeit ist in grün, die Realivgeschwindigkeit in blau und die Umfangsgeschwindigkeit in rot dargestellt. Obwohl stromab der Niederdruckturbine ein Restdrall in der Strömung vorhanden ist, ist kein Deswirler im Strömungskanal eingebaut, damit während den Akustikmessungen keine zusätzlichen Interaktionstöne auftreten.

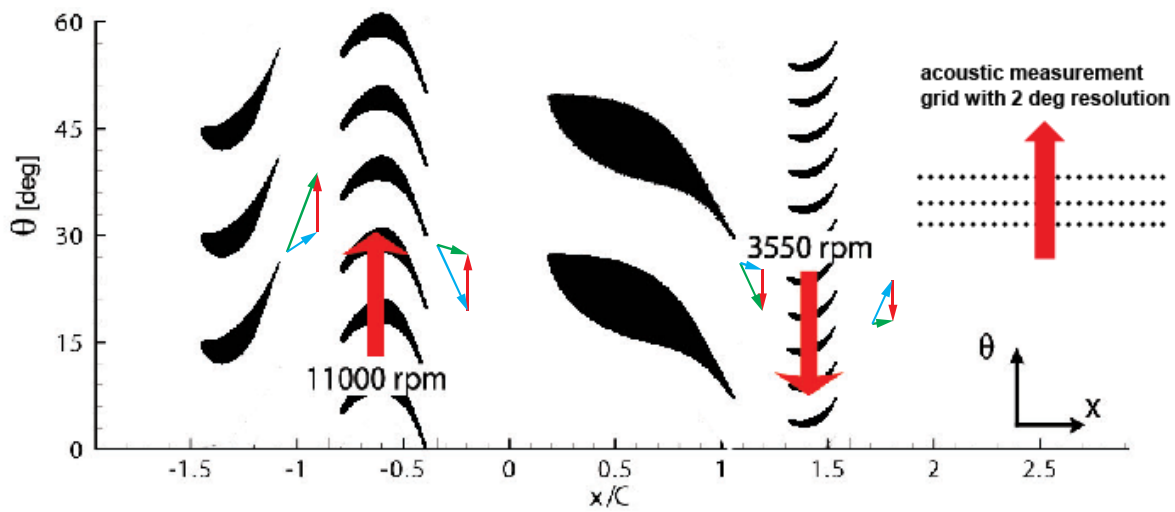


Abbildung 3.2: Skizze der Schaufelprofile der Hoch- und Niederdruckstufe im Mittelschnitt inklusive Messraaster für die Akusikmessung

Eine besondere Eigenschaft des Prüfstands ist wie erwähnt, dass Sonden, die sich in den Messebenen A, C, D/E und F befinden, in Umfangsrichtung verfahren werden können (radiales Verfahren der Sonde s. Kapitel 4.1.1). Ermöglicht wird das durch hoch-präzise Spezialdrehlager, die mit Hilfe von Servomotoren und einem Getriebe angetrieben werden. Dadurch können folgende Messungen sektorweise (circa  $30^\circ$ ) bzw. über den gesamten Umfang realisiert werden.

- Reale Bewegung der Sonden in Umfangsrichtung in der Eintrittsebene des Prüfstands (Messebene A in Abbildung 3.3) zur Bestimmung der Eintrittsparameter in den Prüfstand
- Reale und pseudo (s. Kapitel 4.1.1) Bewegung der Sonden in Umfangsrichtung in der Eintrittsebene des TMTFs (Messebene C in Abbildung 3.3) zur Bestimmung der Strömungsstrukturen stromab der HDT und zur Bestimmung der Notwendigkeit einer „realen“ Bewegung der Sonden in Messebene C
- Reale Bewegung der Sonden in Umfangsrichtung in der Austrittsebene des TMTFs (Messebene D/E in Abbildung 3.3) zur Bestimmung der Strömungsstrukturen und Verlustkerne stromab des TMTFs und zusammen mit der Messebene C den Druckverlust über verschiedene Turbinenübergangskanäle
- Reale Bewegung der Sonden in Umfangsrichtung in der Austrittsebene des Prüfstands stromab der Niederdruckturbine (Messebene F in Abbildung 3.3) zur Bestimmung der aerodynamischen Messgrößen, die in die akustische Auswertung einfließen



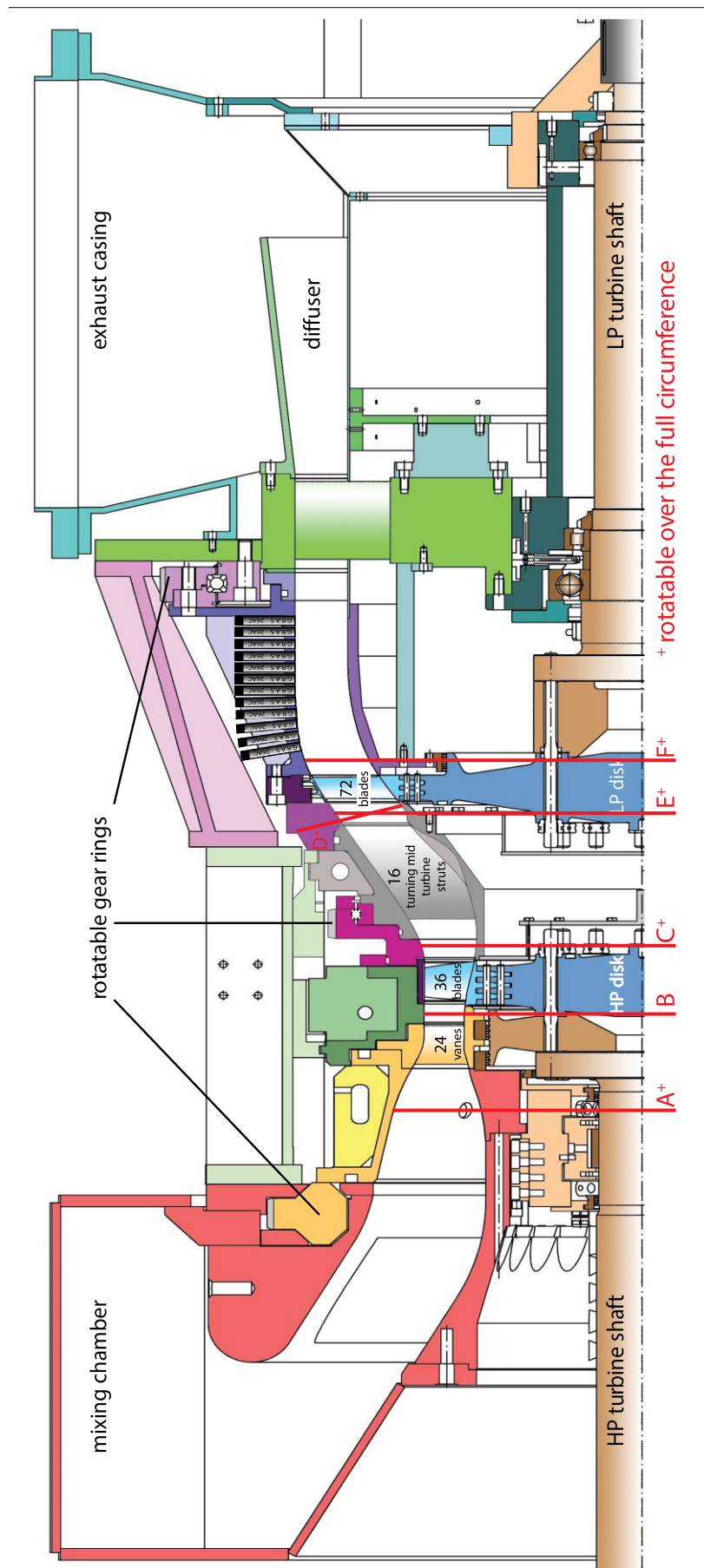


Abbildung 3.3: Schnittdarstellung des transsonischen Zwei-Wellen Turbinenprüfstands mit Messebenen

## 3.2 Turbinenübergangskanäle

Bei einem Flugzeugtriebwerk ist das Schub-Gewichts-Verhältnis entscheidend, um den benötigten Treibstoff und demzufolge die Kosten für die Airlines zu reduzieren. Das kann bei gleicher Leistung und Festigkeit einerseits durch leichtere Materialien und andererseits durch kleinere, kürzer gebaute Triebwerke erreicht werden. Des Weiteren wird das Bypassverhältnis weiter vergrößert, sodass bei modernen High-Bypass-Triebwerken der Fan einen großen Durchmesser aufweist. Der Drehzahl des Fans sind aus akustischer und mechanischer Sicht Grenzen gesetzt. Daher werden Fans so ausgelegt, dass die Schaufelspitzen nicht mit zu hohen Geschwindigkeiten im Überschallbereich rotieren und die Schaufelfußbelastungen nicht zu groß werden. Die Niederdruckturbinen, die bei einem konventionellen Zwei-Kreis-Triebwerk mit dem Fan auf einer Welle angebracht ist und diesen antreibt, darf daher abhängig vom Durchmesser des Fans diese kritische Drehzahl nicht überschreiten. Allerdings ist die Leistungsabgabe einer Turbinenstufe direkt mit ihrer Umfangsgeschwindigkeit verknüpft. Um trotzdem hohe Umfangsgeschwindigkeiten bei niedrigen Drehzahlen für eine hohe Leistungsabgabe der Turbinenstufe zu erreichen, wird der Radius der Niederdruckstufen vergrößert. Im Vergleich mit der schnelllaufenden Hochdruckturbinenstufe, entsteht dadurch ein größerer radialer Versatz zwischen der letzten HDT-Stufe und der ersten NDT-Stufe, der durch einen S-förmigen Turbinenübergangskanal (TMTF) ausgeglichen wird. Dieser TMTF muss zum einen als robustes Strukturbauteil ausgelegt werden, weil es die Lagerung des Hochdruckrotors und der nachfolgenden Niederdruckrotoren aufnimmt, zum anderen werden durch die hohlen Stützstreben (Struts) Serviceleitungen (z.B. Öl- oder Kühlluftleitungen), Abtriebe für Hilfsaggregate durchgeführt oder außen am Gehäuse Aufnahmen zur Triebwerksgondel angebracht. Aufgrund der geforderten Gewichtseinsparung wird der erste ND-Stator entfernt und dessen Funktion in den Übergangskanal integriert. Daher ist eine aerodynamische Umgestaltung des Turbinenübergangskanals erforderlich (z.B. drei dimensionale Gestaltung der Struts bei gleicher Durchführbarkeit von Strukturen), um eine entsprechende Umlenkung und Zuströmung für den ND-rotor zu gewährleisten (s. Kapitel 1.1).

Im Folgenden werden die zwei unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit aerodynamisch hinsichtlich ihres Druckverlustes und akustisch auf ihre Auswirkungen auf die Schallemission der Turbinenstufen vermessen wurden. Für die Messungen wurden nur die Turbinenübergangskanäle ausgetauscht, während andere Komponenten, wie Hochdruckstator/-rotor und Niederdruckrotor und die Instrumentierung, bei jeder Messung dieselben blieben. Beide TMTF-Konfigurationen wurden für denselben Betriebspunkt ausgelegt. Die aerodynamischen Untersuchungen wurden beim Auslegungspunkt (*Aero-Design-Point, ADP*) durchgeführt. Die akustischen Untersuchungen fanden an zwei weiteren Betriebspunkten statt (s. Kapitel 3.4.2).

### 3.2.1 Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C1

Der Turbinenübergangskanal C1 stellt die Basiskonfiguration dar und besteht aus 16 umlenkenden Stützschaufeln. Das TMTF weist eine dimensionslose Länge von 3,5 ( $L_{ax}/h_{in}$ ) und ein Flächenverhältnis (Austrittsfläche/ Eintrittsfläche) von 2 auf. Die Stützschaufeln der Basiskonfiguration wurden dreidimensional ausgelegt, wobei die Kanalinnen- und -außenwand

rotationssymmetrisch ausgeführt wurden (s. Abbildung 3.4). Bei einem maximalen Breiten- zu Sehnenlängenverhältnis von 22% der Struts bei etwa 25% der Sehnenlänge ist die Durchführung von Strukturbauteilen mit entsprechendem Durchmesser und Serviceleitungen wie z.B. Ölleitungen gewährleistet. Weitere Details zum Auslegungsprozess sind im Patent von Hoeger et al. [48] beschrieben. Dieses TMTF wurde so aggressiv ausgelegt, dass die aerodynamische Belastung der Schaufeln zu hoch werden könnte, was eine Strömungsablösung in der Ecke zwischen Saugseite und Kanalinnenwand verursachen würde. Aufgrund eines begrenzten Budgets, der einfachen Vernetzbarkeit und aus fertigungstechnischen Gründen wurde auf *Fillets* zwischen den Kanalinnen- und -außenwänden und den Struts verzichtet.

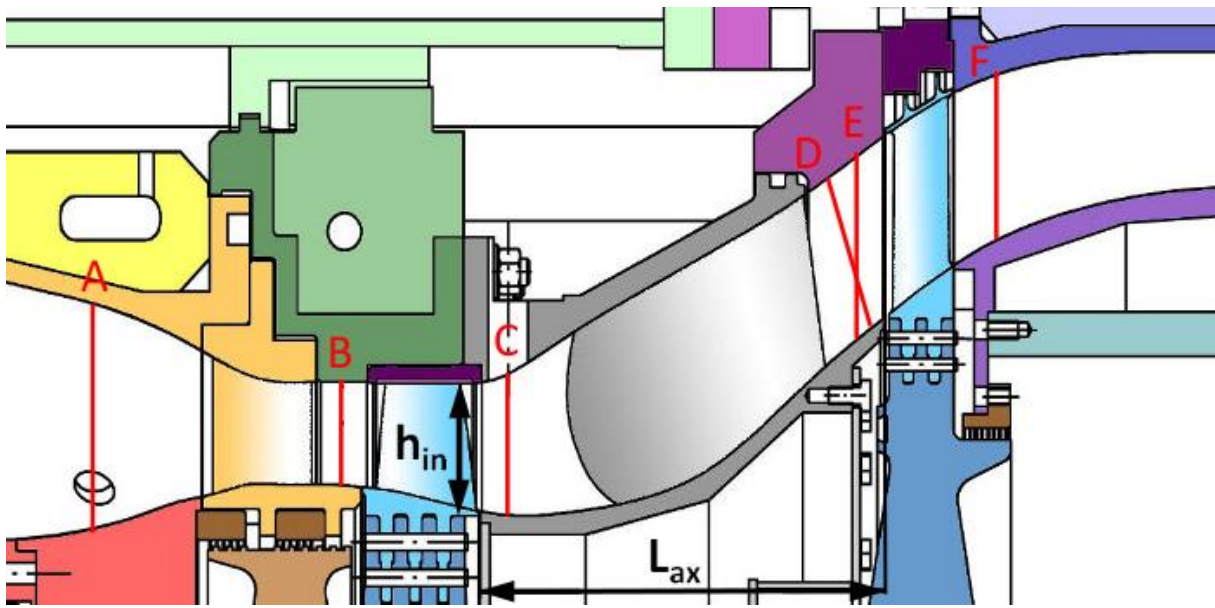


Abbildung 3.4: Schnittdarstellung des Turbinenübergangskanals Konfiguration 1 inklusive der Messpositionen der Messebenen A, B, C, D/E und F

### 3.2.2 Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C2

Bei der Auslegung der zweiten Konfiguration C2 (s. Abbildung 3.5) des Turbinenübergangskanals wurden im Wesentlichen zwei Ziele verfolgt. Zum einen sollte der Kanal steiler und damit kürzer als die Konfiguration C1 sein, zum anderen sollten die Strömungsparameter am Eintritt der NDT ähnlich sein und der Druckverlust sich nicht erhöhen. Die Konfiguration C2 weist ebenfalls 16 umlenkende Stützschaufeln auf. Während das Flächenverhältnis von Austrittsfläche zu Eintrittsfläche identisch zur ersten Konfiguration ist, weil für die Untersuchungen jeweils der Hochdruck- und Niederdruckrotor gleich bleiben, ist die axiale Baulänge von C2 10% kürzer gegenüber der von C1. Dadurch verringert sich auch die dimensionslose Länge zu 3,1. Der Abstand zwischen der Struthinterkante und der NDT-Schaufelvorderkante ist an der Nabe gleich wie bei C1. In der Kanalmitte verringert sich dieser Abstand aufgrund der kürzeren axialen Gesamtbauhöhe um circa 20% und an der Kanalauswand um circa 50%. Die Abstandsverringering zwischen den Schaufelkanten und die gesamte Verringerung der Baulänge des TMTFs sind in Abbildung 3.6 zu sehen. Durch die weniger stark 3D ausgelegten Stützschaufeln konnten dünnere Schaufeln als bei C1 realisiert

werden. Dies bringt den positiven Effekt mit sich, dass die aerodynamische Verblockung möglichst gering ist und damit auch die Strömungsverluste. Genauso wie bei C1 musste bei C2 das Durchführen von Ölleitungen oder tragenden Strukturbauteilen gleichen Durchmessers im vorderen Schaufelbereich gewährleistet sein. Um zusätzliche Verluste durch die aggressivere Bauweise zu vermeiden und um ähnliche Eintrittsbedingungen in die NDT im Vergleich zu C1 zu gewährleisten, wurde eine nicht-achsensymmetrische Konturierung der Kanalinnenwand des Turbinenübergangskanals angewendet. Die Optimierungsrechnung der Innenwandkonturierung wurde mit Hilfe einer Parametrisierung, die auf sogenannten *orthogonal basis perturbation functions* basiert, durchgeführt (s. Wallin [49]). Derartige Funktionen setzen sich aus Sinus- und Cosinusthermen zusammen und ermöglichen beispielsweise eine positive „Störung“ bzw. Veränderung des Radius der Kanalinnenwand sowohl in axialer als auch in Umfangsrichtung. Durch die Optimierungsrechnung erhielt Wallin viele Variationen mit nur wenigen Parametern. Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, kann durch die Kanalwandkonturierung im Nabebereich der Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel verkleinert werden. Tabelle 2.1 fasst die wichtigsten Parameter der beiden Konfigurationen und der Versuchsanlage zusammen.

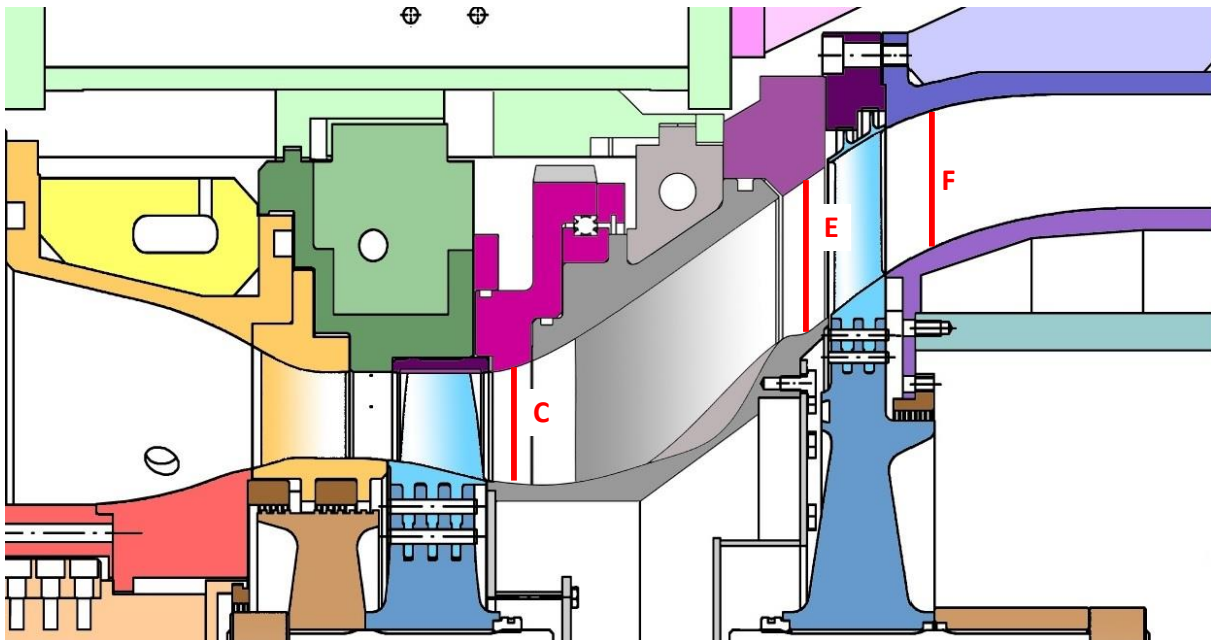


Abbildung 3.5: Schnittdarstellung des Turbinenübergangskanals Konfiguration 2 inklusive der Messpositionen der Messebenen C, D/E und F

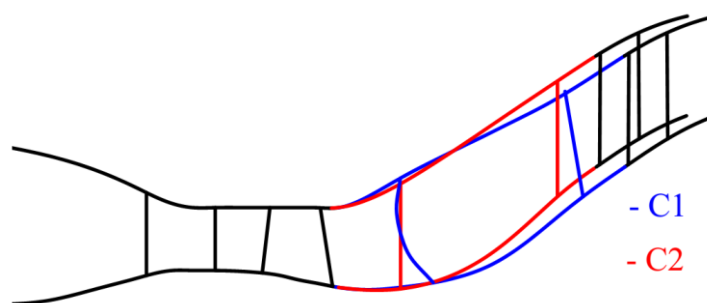


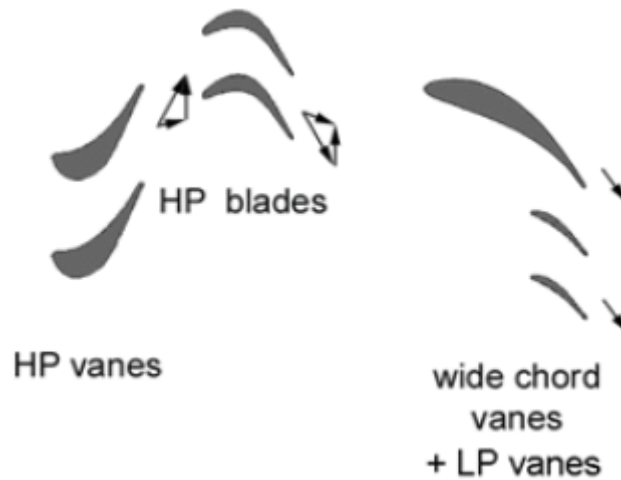
Abbildung 3.6: Vergleich von Konfiguration C1 (blau) und Konfiguration C2 (rot) [6]

Tabelle 3.1: Schaufelparameter und Vergleich der Parameter beider TMTF Konfigurationen

Blading parameters								
	HP vane	HP blade	Struts	LP blade		C1	C2	
Vane/ blade no.	24	36	16	72	No. of vanes	[-]	16	16
$h/c_{ax}$	1.15	1.37	0.53	2.94	Duct area ratio ( $A_{exit}/A_{in}$ )	[-]	2	2
$Re(10^6)$	2.38	1.1	1.86	0.46	Duct non. dim. length ( $L_{ax}/l_{in}$ )	[-]	3.5	3.1
Tip gap	-	unshrouded	-	shrouded	Turning $\Delta\alpha$	[°]	39	39

### 3.2.3 Der Turbinenübergangskanal Konfiguration C3

Die aerodynamische Auslegung und Fertigung des dritten Turbinenübergangskanals C3 ist im Detail in der Arbeit von Spataro [7] nachzulesen. Als Basis für den Auslegungsprozess diente die Konfiguration C1. Die Stützschaufeln und die Geometrie der Kanalinnen- und Kanalaußenwand wurden aus der Basiskonfiguration übernommen. Zusätzlich zu den 16 Stützschaufeln wurden 32 sogenannte *splitter-vanes* in jede Schaufelpassage des TMTFs platziert, mit dem Ziel einer besseren Strömungsführung bzw. einer homogeneren Abströmung des TMTFs. Die positiven Auswirkungen der Optimierung wurden durch aerodynamischen Messungen bestätigt und sind bereits von Spataro et al. [50; 51] publiziert. Im Rahmen dieser Arbeit soll der Effekt von zusätzlichen Schaufeln im Turbinenübergangskanal auf die Schallemission anhand akustischer Messergebnisse diskutiert werden (s. Kapitel 5.4).

Abbildung 3.7: TMTF Konfiguration C3 mit zusätzlichen *splitter-vanes* in der Schaufelpassage [4]

## 3.3 Prüfstandsmesstechnik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die Messtechnik gegeben, die permanent am transsonischen Zwei-Wellen Turbinenprüfstand verbaut ist, um die Reproduzierbarkeit der Versuchsfahrten zu gewährleisten und um die Messergebnisse verschiedener TMTF-Konfigurationen vergleichen zu können. Totaldruck- und Totaltemperaturrechen sowie die Drehzahlsignale beider Turbinenläufer werden für das Einstellen und die Überwachung der Betriebspunkte benötigt. Eine sehr detaillierte Beschreibung der mehr als 200 Messaufnehmer

und Messstellen inklusive deren Messgenauigkeiten sind im *Performance Validation Document* von Faustmann [5] enthalten. Die Analyse der Messgenauigkeiten beruhen auf aufwendigen und zeitintensiven experimentellen Voruntersuchungen [52], die im Rahmen dieser Dissertation durchgeführt wurden. Zudem gehörte zu den Voruntersuchungen eine numerischen Analyse [53] der Mischkammer des Prüfstands, in der die Vermischung der beiden Massenströme studiert wurde. Diese Analyse wurde numerisch durchgeführt, weil eine Messung von Strömungsgrößen in der Mischkammer nur an sehr wenigen Stellen möglich ist. Darüber hinaus bestätigte die Simulation eine gute Durchmischung der Massenströme (Verdichterstation:  $\sim 8 \text{ kg/s}$  und  $394 \text{ K}$ ; Bremsverdichter  $\sim 7 \text{ kg/s}$  und  $504 \text{ K}$ ). Die experimentellen Untersuchungen lieferten ein detailliertes Verhalten des Prüfstands bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Dazu gehörten neben Untersuchungen zur Betriebspunktstabilität während der Messzeit auch eine vollständige Charakterisierung der gesamten Zu- und Abströmbedingungen des Prüfstands. Mit Hilfe dieser Voruntersuchungen, deren Ergebnisse in [5] dokumentiert sind, konnte gezeigt werden, dass der zweiwellige Turbinenprüfstand (TTTF) für die Aerodynamik- und Akustikmessungen geeignet ist. Die Messtechnik, die für Aerodynamik und Akustikuntersuchungen individuell eingesetzt werden, sind in Kapitel 4 ausführlich beschrieben.

### 3.3.1 Permanent installierte Messwertaufnehmer

Die permanente Instrumentierung des Prüfstandes besteht aus folgenden Messwertaufnehmern:

- Druckaufnehmer (*pressure scanner modules PSI 9016*) mit 16 Kanälen für die Bestimmung von statischem und Totaldruck.
  - 4 Module mit einem Messbereich von  $\pm 0,35 \text{ bar}$
  - 1 Modul mit einem Messbereich von  $\pm 2,1 \text{ bar}$
  - 1 Modul mit einem Messbereich von  $\pm 2,1 \text{ bar}$  (12 Kanäle) und  $\pm 3,5 \text{ bar}$  (4 Kanäle)
- National Instruments Field Point Module für die Bestimmung der Temperaturen
  - 2 Module für Widerstandsthermometer FP-RTD-122
  - 4 Module für Thermoelemente (Typ K) FP-TC-120
- National Instruments Field Point Module für weitere Sensoren
  - 5 Module (analog input) FP-AI-110
- Bently Nevada Wellenüberwachungssystem zur Bestimmung und Aufzeichnung (ADRE Box) von Leistung, Drehzahl, Schwingungen und radialer Verschiebung der Wellen

### 3.3.2 Totaldruck- und Totaltemperaturrechen

Totaldruck- und Totaltemperaturrechen werden am TTTF zum Einstellen und Aufzeichnen der Betriebsbedingungen während des Versuchs verwendet. Die Rechen zur Bestimmung der totalen Zustandsgrößen sind daher in der Eintrittsebene (A) des Prüfstands stromauf der Hochdruckstufe und in der Austrittsebene (F) des Prüfstands stromab des Niederdruckrotors angebracht (s. Abbildung 3.3). Am Eintritt in die Niederdruckstufe stromauf des Turbinenübergangskanals (C) sind Messstellen an der Strutvorderkante ebenfalls zur Betriebspunkteinstellung und -überwachung (Totaldruck und Totaltemperatur) platziert (s. Abbildung 3.8), weil diese ortsfest sind. Würden hier ebenfalls Rechen zum Einsatz kommen, würde der Betriebspunkt im Fall einer realen Traverse (5LS) in der Messebene C falsch

angezeigt werden. Dies ergibt sich dadurch, dass sich die 5LS und der Rechen auf demselben drehbaren Bauteil befinden und damit der Rechen auch durch die Nachläufe –Bereich niedrigeren Drucks- des HD-Stators bewegt werden. Obwohl immer noch der gleiche Druck am Eintritt des Prüfstands anliegt, ist das Druckverhältnis über die HDT gestiegen.

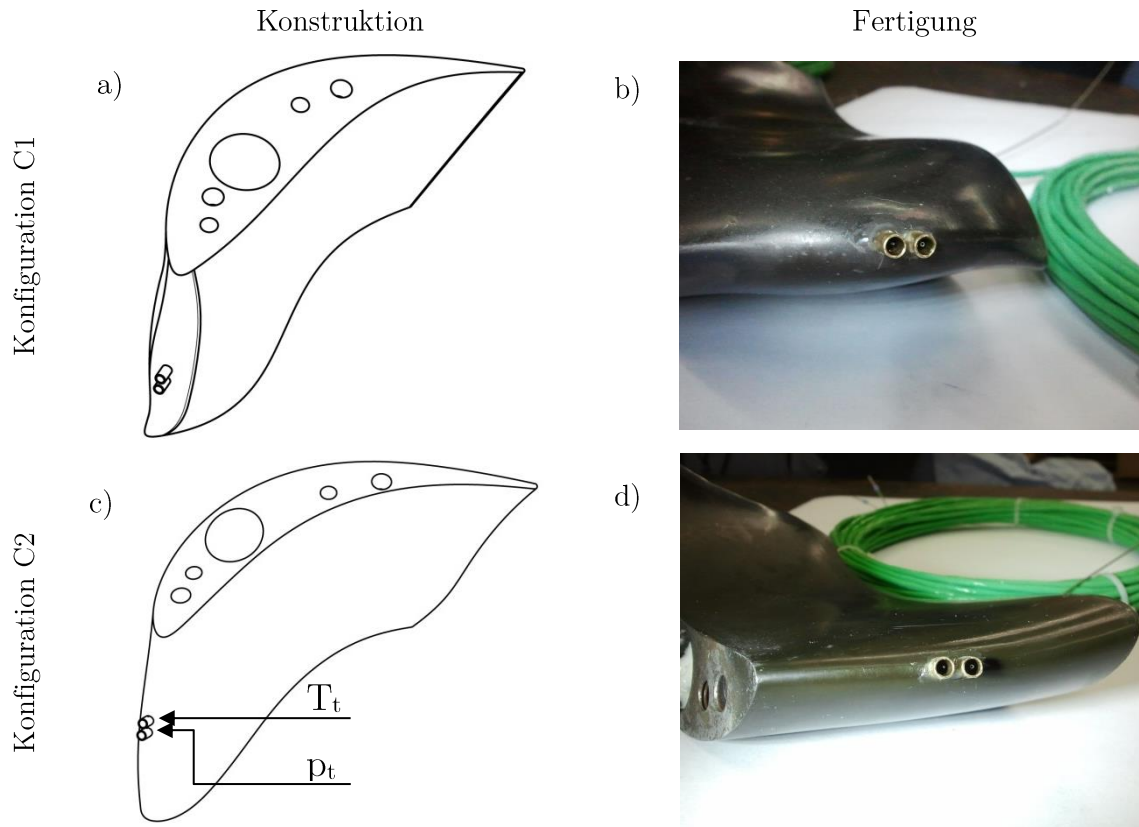
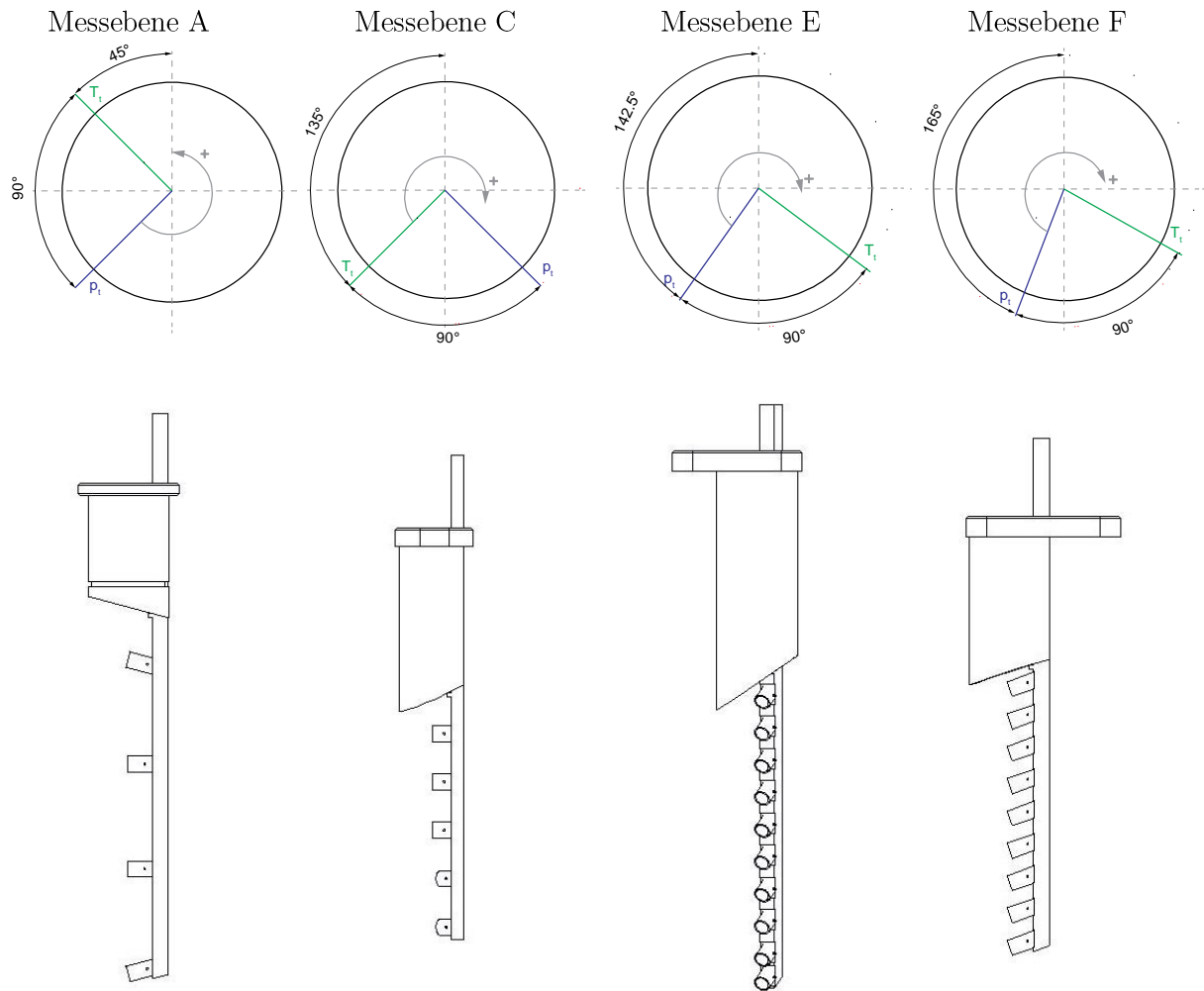


Abbildung 3.8: Konstruktion und Fertigung der instrumentierten Stützschaufeln: a) und c) Ableitung der instrumentierten Schaufeln aus dem CAD für die Konfiguration C1 bzw. C2, b) und d) Instrumentierung der Schaufeln C1 bzw. C2 mit jeweils einer Totaldruck- und Totaltemperaturmessstelle

Die Rechen in Ebene A und F sind im drehbaren Gehäuse des HD-Stators bzw. im Niederdruckgehäuse montiert (s. Abbildung 3.3 orange bzw. blau eingefärbte Bauteile). Die Verdrehbarkeit der Gehäuse ermöglicht die Bestimmung der Zu- und Abströmbedingungen des Prüfstands über den gesamten Umfang. Im Zuge der Optimierung des Prüfstands wurden sowohl in der Messebene C ein verdrehbares Gehäuse mit Totaldruck- und Totaltemperaturrechen als auch in die Messebene E neue Rechen, die zusammen mit dem Niederdruckgehäuse verdreht werden können, eingebaut. Ausführlich werden diese im Kapitel 4.1.2 beschrieben, weil diese vor allem zum Messen des Druckverlustes über den Turbinenübergangskanal vorgesehen sind. Abbildung 3.9 gibt einen Überblick über die Ausgangspositionen und die Drehrichtung der Totaldruck- und Totaltemperaturrechen in den insgesamt vier verdrehbaren Ebenen.



4 radiale Messstellen    5 radiale Messstellen    10 radiale Messstellen    9 radiale Messstellen

Abbildung 3.9: Ausgangs-Positionen und positive Drehrichtung (graue Pfeile, Blickrichtung: entgegen Strömungsrichtung) inklusive Seitenansicht der Totaldruck- und Totaltemperaturrechen in den Messebenen A, C, E und F

Abbildung 3.10 zeigt die Ausführung der Totaldruck- und Totaltemperaturmessstellen im Detail. Sogenannte Kielköpfe mit seitlichen Bohrungen umgeben die Druckmessröhrchen und Temperaturfühler, die am Rechen oder der Schaufelvorderkante platziert sind, um die Strömung „einzufangen“ bzw. um den Sensor aufzustauen. Die Form der Kielköpfe basieren auf einem Bericht des Von Karman Institute for Fluid Dynamics [54]. Mit Kielköpfe umgebene Messstellen haben den Vorteil, dass sie eine geringere Sensitivität bezüglich des Anströmwinkels aufweisen. Hubinka [55] bestätigte mit Kalibrierungen der Kielsonden eine richtige, von dem Anströmwinkel unabhängige Messung des Totaldrucks und der Totaltemperatur im Bereich von  $\pm 35^\circ$  bzw. von  $\pm 30^\circ$ . Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden sämtliche Totaldruck- und Totaltemperaturrechen neu konstruiert und gefertigt (s. Zenz [56]). Bei der Auslegung der Rechen in Ebene E und F wurde darauf geachtet, dass möglichst viele radiale Messstellen innerhalb des Kanals vorhanden sind, ohne dabei die aerodynamische Verblockung des Strömungskanals durch eine zu große Stirnfläche des Rechens zu vergrößern, und dass sie mit den Messpositionen der 5-Loch-Sonden-Messungen übereinstimmen. Die Anzahl der radialen Messstellen und die Geometrie der Totaldruck- und Totaltemperaturrechen sind in Abbildung 3.9 zu sehen.



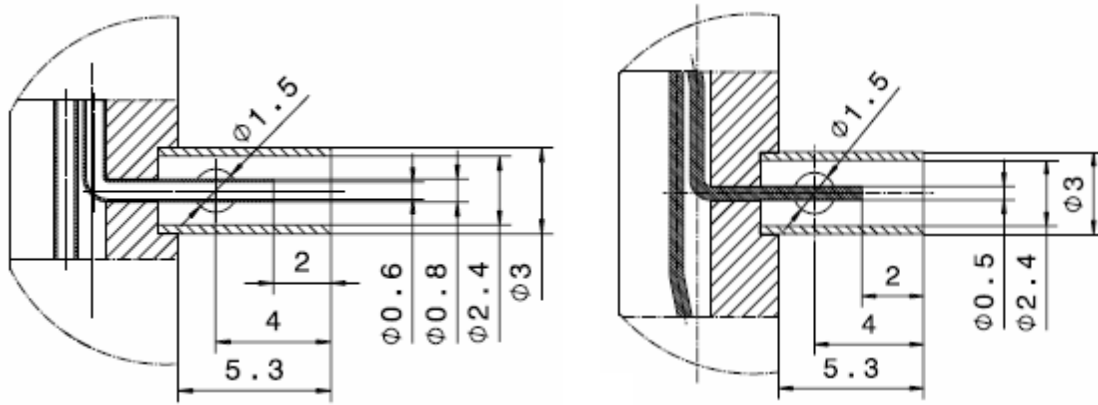


Abbildung 3.10: Konstruktion der Kiel-Köpfe für die Totaldruck- (links) und Totaltemperaturrechen (rechts) [55]

### 3.4 Betriebspunkte

Im folgenden Kapitel werden sowohl die Betriebspunkte für die aerodynamischen also auch für die akustischen Untersuchungen vorgestellt. Die Betriebspunkte wurden mit der Intension ausgewählt, Turbinenübergangskanäle unter triebwerksrealistischen Bedingungen zu untersuchen.

#### 3.4.1 Aerodynamischer Betriebspunkt

Der Betriebspunkt (*aero design point, ADP*) für die Aerodynamikmessungen wurde so gewählt, dass die Betriebsbedingungen jenen eines modernen Triebwerks mit einstufiger HDT im Reiseflug entsprechen. Wie erwähnt ist das TTTF als Kaltgasprüfstand ausgeführt und am Eintritt des Prüfstands herrschen Temperaturen von 440K (verglichen mit 1700 K in Turbofan-Triebwerken). Daher wurde bei der Auswahl des Betriebspunktes die Machzahl-Ähnlichkeit berücksichtigt.

Die Tabelle 3.2 enthält die wichtigsten Parameter des untersuchten Betriebspunkt. Es wurde ein Totaldruckverhältnis von 4 vom Eintritt bis zum Austritt des Prüfstands eingestellt. Das Totaldruckverhältnis über die HD-Stufe ist 3 und über die ND-Stufe 1.3. Um die Vergleichbarkeit der einzelnen Messungen zu gewährleisten, ist es wichtig, dass die Betriebsbedingungen für jeden Versuch konstant sind. Das Totaldruckverhältnis (HDT) ist so hoch, dass der Hochdruckstator sperrt und damit der reduzierte Massenstrom konstant ist. Darüber hinaus wurden dimensionslose und reduzierte Größen definiert, die während den einzelnen Messungen konstant gehalten wurden. Dazu gehören das Totaldruckverhältnis vom Eintritt bis zum Austritt ( $p_{t, \text{Eintritt}}$  zu  $p_{t, \text{Austritt}}$ ), die reduzierten Drehzahlen (s. Gleichung 3.1) von der Hoch- und Niederdruckturbine und der reduzierte Massenstrom (s. Gleichung 3.2). Die Eintrittstemperatur des Prüfstands ist ebenfalls regelbar, so dass Umgebungseinflüsse bedingt durch die Jahreszeiten Winter und Sommer ausgeglichen werden können.

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{tot}}} \quad (3.1)$$

$$m_{\text{red}} = m \frac{\sqrt{T_{\text{tot}}}}{P_{\text{tot}}} \quad (3.2)$$

Tabelle 3.2: Aerodynamischer Betriebspunkt ADP

<b>Betriebspunkt ADP</b>		
Massenstrom	[kg/s]	14,54
Reduzierter Massenstrom	[kg/s · √k/bar]	77,23
HDT		
Drehzahl	[U/min]	11175
Reduzierte Drehzahl	[rpm/√k]	532,7
Druckverhältnis	[-]	2,94
NDT		
Drehzahl	[U/min]	-3550
Reduzierte Drehzahl	[rpm/√k]	-194,7
Druckverhältnis	[-]	1,28
Totaldruck am Eintritt	[bar]	3,95
Totaltemperatur am Austritt	[K]	440,15
Totaldruckverhältnis (Eintritt zu Austritt)	[-]	3,95
Umgebungsdruck	[bar]	0,987

### 3.4.2 Akustische Betriebspunkte

Die Betriebspunkte für die akustischen Untersuchungen wurden analog zu den drei Betriebspunkte (Approach, Cutback und Sideline) ausgesucht und die zur Zertifizierung von neuen Flugzeugentwicklungen von der internationalen Zivilluftfahrtbehörde ICAO (International Civil Aviation Organization) vorgeschrieben sind. Für eine einheitliche Lärmmessung sind drei Referenzpunkte definiert, die hinsichtlich des Lärms in der Umgebung einer Start-/Landebahn bzw. eines Flughafens charakteristisch sind. In Abbildung 3.11 sind diese Messpunkte die drei Phasen Landeanflug (Approach), Steigflug (Cutback) Startanlauf (Sideline).

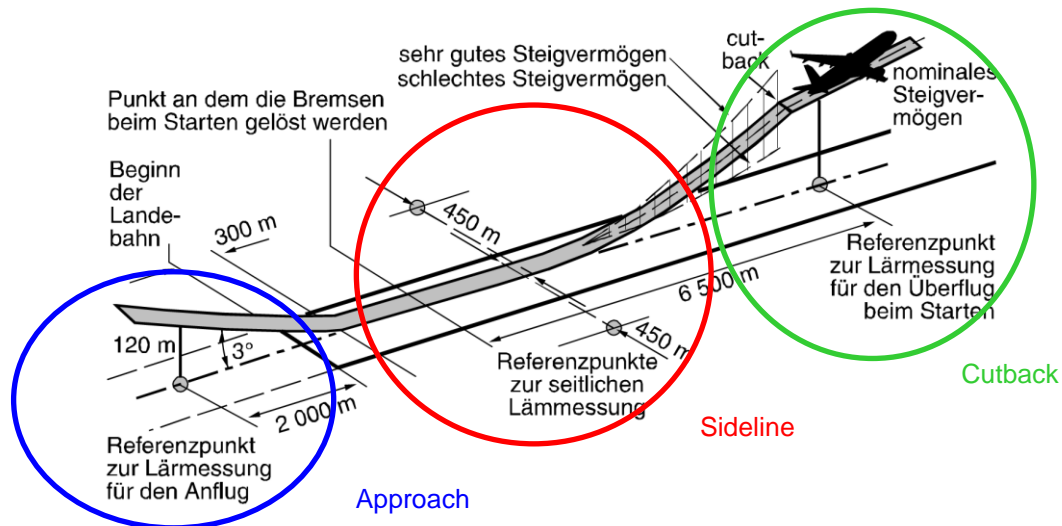


Abbildung 3.11: Beschreibung der drei wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [28]

Die Lärmmessung während des Startvorgangs wird an zwei Messpositionen seitlich der Startbahn durchgeführt (Sideline), wobei die Triebwerke des Flugzeugs mit maximaler Leistung laufen. Wie in Abbildung 3.12 zu sehen ist, tragen bei diesem Betriebspunkt vor allem der Fan und der Triebwerksstrahl zur Schallemission des Triebwerks bei.

Die Lärmmessung für den zweiten Betriebspunkt Cutback findet nach dem Abheben der Maschine bei einer erreichten Flughöhe zwischen 240 m und 900 m statt, wobei die Schubleistung auf ca. 70 bis 80 Prozent der nominalen Steigleistung reduziert wird, damit die Lärmentwicklung in der unmittelbaren Umgebung des Flughafens minimiert wird. Sobald die Schubleistung zurückgenommen wird, nimmt auch der Steigungswinkel ab, wodurch die Lärmproduktion bei Rückstellung auf volle Leistung ab einer gewissen Höhe nur an einen anderen Ort verschoben wird. Abbildung 3.12 zeigt wie auch schon im Fall für Sideline, dass der Fan und der Strahl die dominierenden Schallquellen sind.

Bei der dritten Lärmmessung während des Landeanflugs (Approach) ist eine definierte Flugbahn mit einem Gleitwinkel von  $3^\circ$  vorgeschrieben. Der Triebwerksschub ist auf ca. 50 bis 60 Prozent reduziert. Der Strahlärm verringert sich dadurch, sodass neben dem Fan auch die Turbine (und insbesondere die Niederdruckturbine) als dominante Schallquelle des Triebwerks hervortritt. Wie Abbildung 3.12 zeigt, überragen hier die Umströmungsgeräusche der Flugzeugzelle durch das ausgefahrene Fahrwerk und den Landeklappen die Lärmemissionen des Triebwerks. Die ermittelten und bewerteten Lärmpegel sind im Vergleich zu Cutback oder Sideline relativ hoch, weil die Messstelle viel näher beim Flugzeug (der Schallursache) ist. Deren Ausbreitung beschränkt sich vor allem auf einen schmalen Bereich vor der Landebahn, während bei anderen beiden Messungen (Cutback und Sideline) die Ausbreitungsfläche hoher Pegel deutlich weiträumiger ist. Wird allerdings der Abstand zur Schallquelle dieser Lärmmessungen berücksichtigt, ist für die Schallmessung direkt am Triebwerk der höchste Pegel bei voller Schubleistung (also während des Startlaufs, Sideline) zu erwarten.

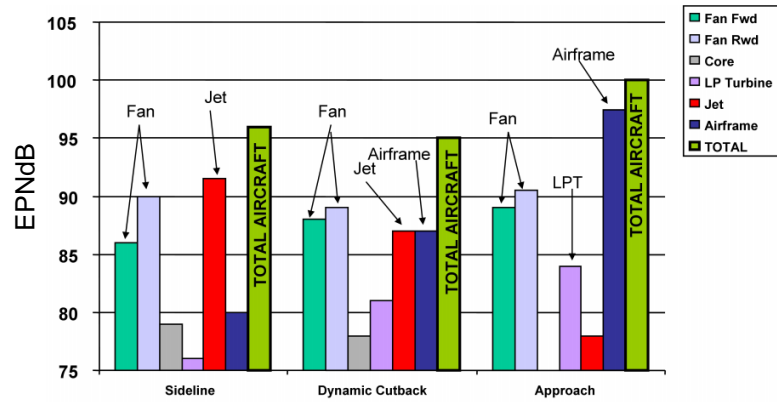


Abbildung 3.12: Anteile der Lärmentwicklung am Flugzeug mit High-Bypass-Triebwerken bei den drei Referenzmesspunkten [57]

Die akustischen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit werden an Betriebspunkten durchgeführt, die repräsentativ für die drei zuvor beschriebenen Flugphasen Sideline, Cutback und Approach sind. Dabei gilt es die Auswirkungen der in Kapitel 3.2 vorgestellten Turbinenübergangskanäle auf die Schallemission der zweistufigen Versuchsturbine zu ermitteln. Wie auch bei dem aerodynamischen Betriebspunkt werden die akustischen Betriebspunkte entsprechend der Betriebszustände, wie sie im realen Triebwerk vorherrschen, auf den Turbinenprüfstand übertragen. Tabelle 3.3 stellt einen Überblick der Parameter der einzelnen Betriebspunkte dar.

Tabelle 3.3: Parameter der drei akustischen Betriebspunkte

	Drehzahl		Stufendruckverhältnis		Wellenleistung	
	[U/min]		[-]		[MW]	
	HPT	LPT	HPT	LPT	HPT	LPT
Approach	10569	2701	2,83	1,23	1,26	0,22
Cutback	11130	3145	2,95	1,27	1,44	0,28
Sideline	11160	3550	2,95	1,28	1,44	0,30

## 4 MESSAUFBAU UND MESSGRÖßEN

Um die komplexen strömungsmechanischen Vorgänge und akustischen Phänomene in umlenkenden Turbinenübergangskanälen stromab einer Hoch- und Niederdruckturbine auflösen zu können, kommen sowohl stationäre als auch instationäre Messtechniken zum Einsatz. Die stationären Strömungsuntersuchungen umfassen statische Druckmessungen, 5-Loch-Sonden und Totaldruckrechen-Messungen am Eintritt und am Austritt des TMTFs und stromab der Niederdruckturbine. Zusätzlich wurden Ölanstriche auf den Schaufeloberflächen und Kanalinnenwänden aufgetragen, um die Entwicklung der Strömung durch den Kanal qualitativ zu untersuchen. Zeitaufgelöste Akustikmessungen mit Hilfe von wandbündig in den Kanal eingebauten Mikrofonen dienen zur Bestimmung der Frequenzspektren, Azimutal- und Radialmoden und schließlich der Ermittlung eines Summenschallpegel für die jeweilige Testkonfiguration bestehend aus Hochdruckstufe, TMTF und Niederdruckturbine.

### 4.1 Messaufbau und Messtechnik für Aerodynamikuntersuchungen

In den folgenden Kapiteln werden die Messtechniken (5-Loch-Sonde, Totaldruckrechen,...) inklusive deren Verstellvorrichtungen für die Aerodynamikmessungen vorgestellt. Um den Druckverlust über unterschiedliche Turbinenübergangskanäle bestimmen zu können, stehen im TTTF zwei pneumatische Messverfahren zur Verfügung:

- I. 5-Loch-Sonde
- II. Totaldruckrechen

Der Druckverlustbeiwert (s. Gleichung (4.10)) wird im I. Fall mit Hilfe von Sektormessungen am Eintritt (Messebene C) und am Austritt des TMTFs (Messebene E) durchgeführt. Durch die Abmessungen der 5-Loch-Sonde inklusive der Traversiereinheit außerhalb des Prüfstands und den baulichen Gegebenheiten am Prüfstand kann die 5LS-Messung nur über einen Sektor von maximal  $30^\circ$  erfolgen. Im II. Fall wird mittels zwei Totaldruckrechen ebenfalls in der Eintritts- und Austrittsebene des TMTFs gemessen. Die Totaldruckrechen benötigen keine Traversiereinheit, die auf dem Prüfstand außen montiert werden muss und ragen damit nur wenige Millimeter aus dem Prüfstand heraus. Dadurch ist eine Messung über dem gesamten Umfang möglich. Zudem kann überprüft werden, ob ein Druckverlustwert über den gesamten Umfang bestimmt werden muss, oder ob es ausreichend ist, den Druckverlust in einem Sektor des Strömungspfades zu bestimmen.

Zusätzlich zu den Druckverlustmessungen sollen unterschiedliche Traversiertechniken in Umfangsrichtung in der Messebene C untersucht werden. Mit Hilfe von einer sogenannten „Pseudotraverse“ und einer „realen Traverse“ sollen die Potentialeffekte der voluminösen umlenkenden Stützschaufeln auf die Messergebnisse bestimmt werden. Dadurch kann eine Aussage getroffen werden, ob für zukünftige Projekte eine konstruktiv aufwendige und auch kostenintensive Traversiereinheit in der Messebene C am Eintritt des TMTF benötigt wird oder nicht.

Für die Sektormessungen mit den 5-Loch-Sonden (IST, RWTH Aachen [54]) werden die Sonden in Umfangs- und in radialer Richtung automatisch verfahren. Das radiale Verfahren der Sonde über die Höhe des Strömungskanals wird durch eine Traversiereinheit realisiert, die außerdem noch eine Rotation der Sonde um ihre eigene Achse ermöglicht (s. Abbildung 4.1). Dadurch kann die Sonde in Strömungsrichtung ausgerichtet werden und vermieden werden, dass Messwerte des Strömungswinkels außerhalb des Kalibrierbereichs der Sonde liegen.

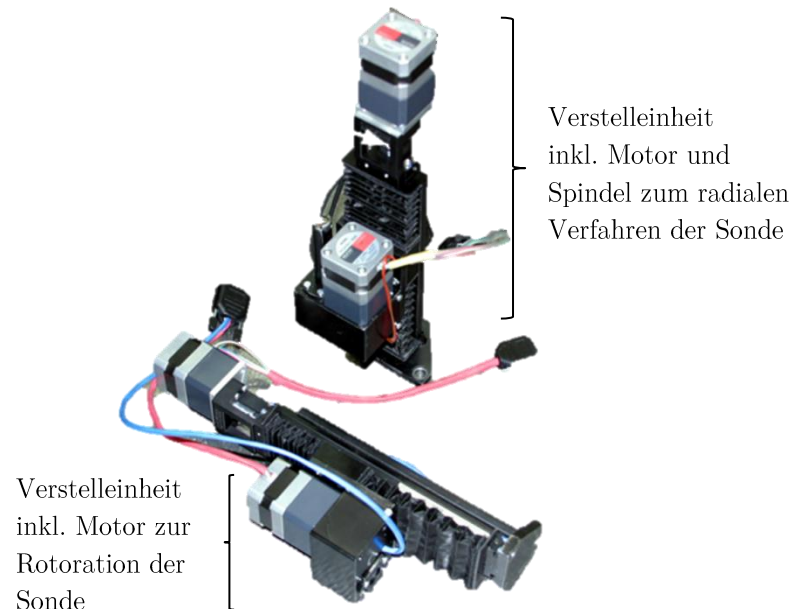


Abbildung 4.1: Traversiereinheit für 5-Loch-Sonden mit einer linearen Verstelleinheit und einer Verstelleinheit zur Rotation der Sonde um ihre eigene Achse

Für das Verfahren der Sonde in Umfangsrichtung gibt es zwei Möglichkeiten; die „Pseudotraverse“ und die „reale Traverse“. Bei der „Pseudotraverse“ ist die Sonde auf dem stationären Außengehäuse des Strömungskanals in Umfangsrichtung fixiert und der stromauf liegende Stator wird bewegt. Diese Messmethode wurde bisher [6] in der Messebene C am Eintritt des TMTFs angewendet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das TMTF-Außengehäuse neu konstruiert, um eine „reale Traverse“ durchführen zu können und damit erstmals die Messergebnisse einer „Pseudotraverse“ denen einer „realen Traverse“ gegenüberstellen zu können. Die Strömungskontur, die Stützschaufeln und das Innengehäuse wurden beibehalten. Die Abbildung 4.2 und die Abbildung 4.3 zeigen den Vergleich zwischen dem ursprünglichen und dem neu konstruierten Außengehäuse. Bei der „realen Traverse“ wird die Sonde ebenfalls mit der Traversiereinheit auf dem Außengehäuse montiert (s. Abbildung 4.4). Dieses ist drehbar gelagert und wird durch einen Motor mit Getriebe angetrieben, sodass die Sonde „real“ in Umfangsrichtung bewegt werden kann.

Insgesamt können das Außengehäuse inklusive der Hochdruckstatorschaufeln (s. Abbildung 4.5 Nummer 1) und das Außengehäuse am Eintritt des TMTFs (s. Abbildung 4.5 Nummer 2) mit jeweils einer Drehvorrichtung um 360° gedreht werden. Die Außengehäuse stromauf und stromab (s. Abbildung 4.5 Nummer 3, 4, 5) des ND-Rotors sind mit einander verbunden und können über eine weitere Drehvorrichtung über den gesamten Umfang verfahren werden. Die Messgitter der einzelnen Ebenen werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

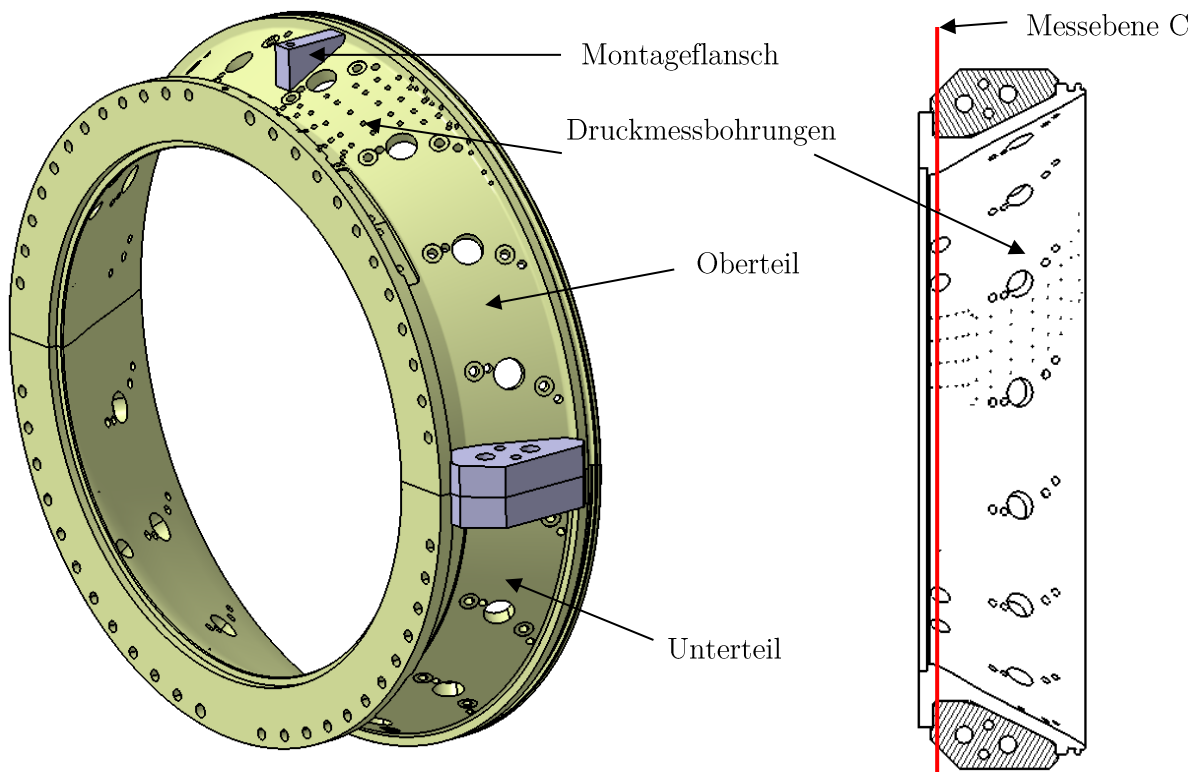


Abbildung 4.2: ursprüngliches TMTF Außengehäuse 3D-Ansicht (links) und im 2-D Schnitt (rechts)

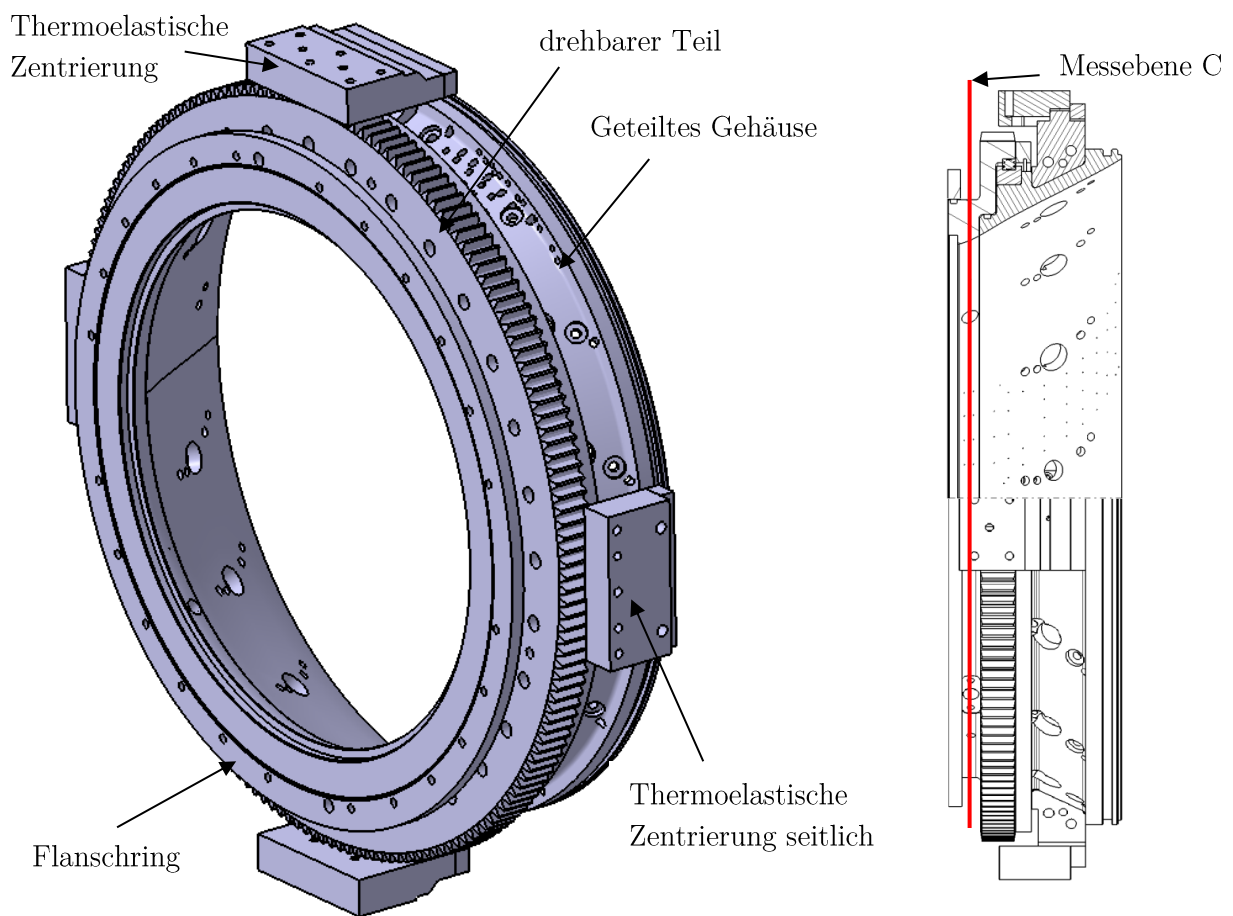


Abbildung 4.3: neu konstruiertes TMTF Außengehäuse 3D-Ansicht (links) und im 2-D Schnitt (rechts)

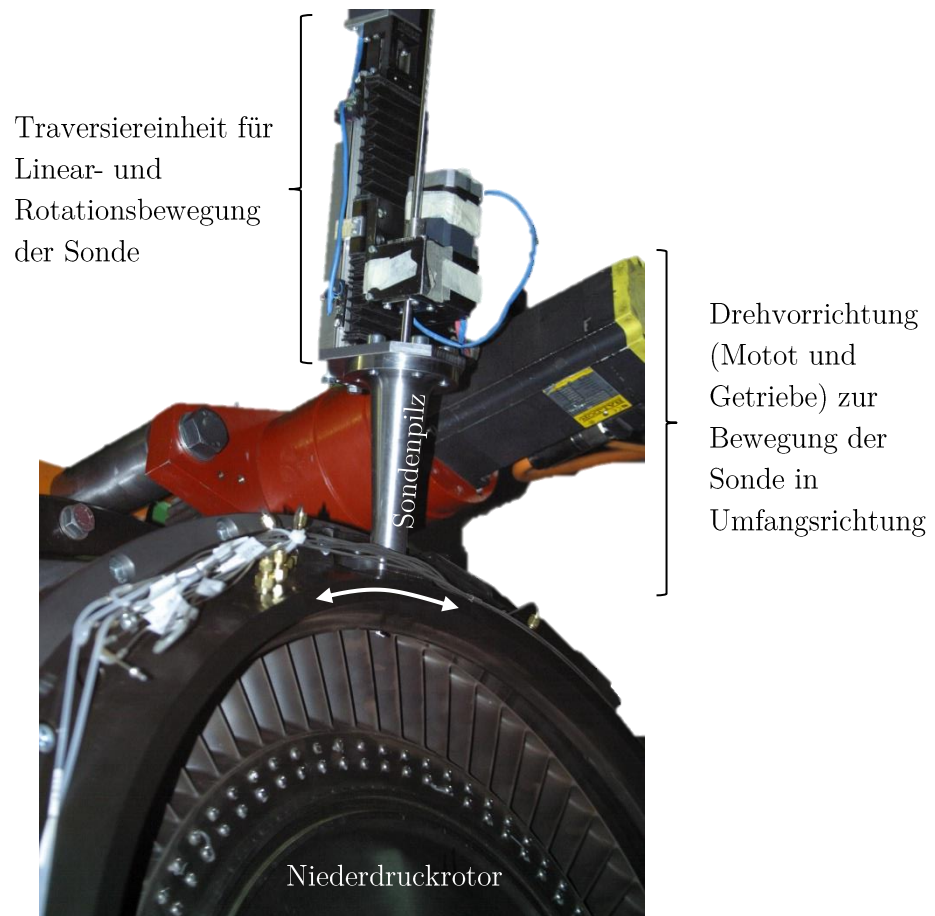


Abbildung 4.4: Messaufbau für eine 5-Loch-Sondenmessung in der Messebene E

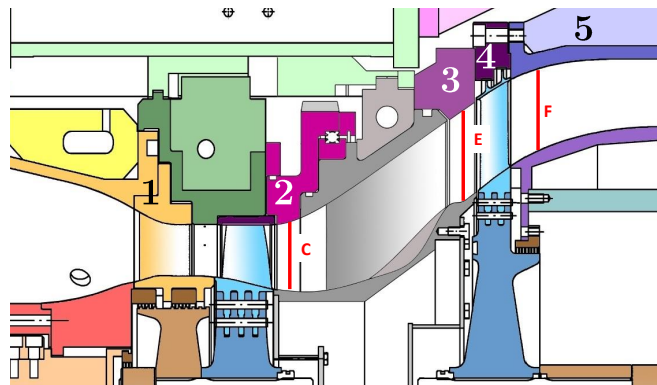


Abbildung 4.5: Schnittdarstellung des Strömungskanal mit der TMTF Konfiguration C2 inklusive der Messebenen (C, E, F) und der neuen Drehvorrichtung in Messebene C

#### 4.1.1 Fünf-Loch-Sondenmessung

Die Sektormessungen mit den 5-Loch-Sonden werden stromab des Hochdruckrotors am Eintritt des TMTFs (Messebene C) sowie stromauf des Niederdruckrotors (Messebene E) durchgeführt, um die Verlustkerne in der Strömung zu identifizieren und um den Druckverlust



über das jeweilige TMTF zu ermitteln. Für die Akustikauswertung sind die Strömungsparameter stromab des Niederdruckrotors (Messebene F) wichtig. Aufgrund der starken Steigung der Kanalkontur werden in den Messebenen E und F 5-Loch-Sonden mit einem zur Maschinenachse hin geneigten Sondenkopf verwendet (s. Abbildung 4.6 rechts). 5-Loch-Sonden zählen zu den pneumatischen Sonden und ermöglichen zeitlich gemittelte Strömungsergebnisse wie zum Beispiel der Total- und statische Druck, die Machzahl und die Strömungswinkel (*yaw- und pitch angle*). Die eingesetzten Sonden verfügen über eine Temperaturmessstelle, die in einer Gondel unterhalb des Sondenkopfes angebracht ist. Dadurch können zusätzlich die Total- und statische Temperatur, die Strömungsgeschwindigkeiten und der Massenstrom in der jeweiligen Ebene bestimmt werden.

Wie in Abbildung 4.6 zu sehen ist, weisen die 5-Loch-Sonden einen kugelförmigen Kopf mit einem Durchmesser von 2,5 mm auf. Der Durchmesser des Sondenschaftes beträgt größtenteils 7 mm. Im Bereich um den Sondenkopf wurde der Durchmesser halbiert, damit die stromauf Wirkung des Schaftes auf die Messbohrungen am Sondenkopf möglichst gering ist. Die Strömung im Strömungskanal vor allem stromab des Hochdruckrotors und des Niederdruckrotors aber auch am Austritt des TMTFs ist hoch komplex und dreidimensional. Die starke Variation der Strömungsparameter über dem Umfang und der Kanalhöhe verlangt nach einem großen Kalibrierbereich der Sonden bzw. nach Ausrichten der Sonde zur Strömungsrichtung durch einen automatisierten Prozess bei jeder Messposition. Die Ausrichtung erfolgt durch das Drehen der Sonde um die Sondenschaftachse bis die Druckdifferenz zwischen der Bohrung 1 und 3 (s. Abbildung 4.7) einen vordefinierten Wert unterschreitet. Damit wird sichergestellt, dass die Sonde den Seitenwinkel ( $\alpha$ , *yaw*) innerhalb ihres Kalibrierbereichs (s. Abbildung 4.6 unten) misst. Für den Höhenwinkel ( $\gamma$ , *pitch*) ist diese aufwendige Prozedur nicht möglich.

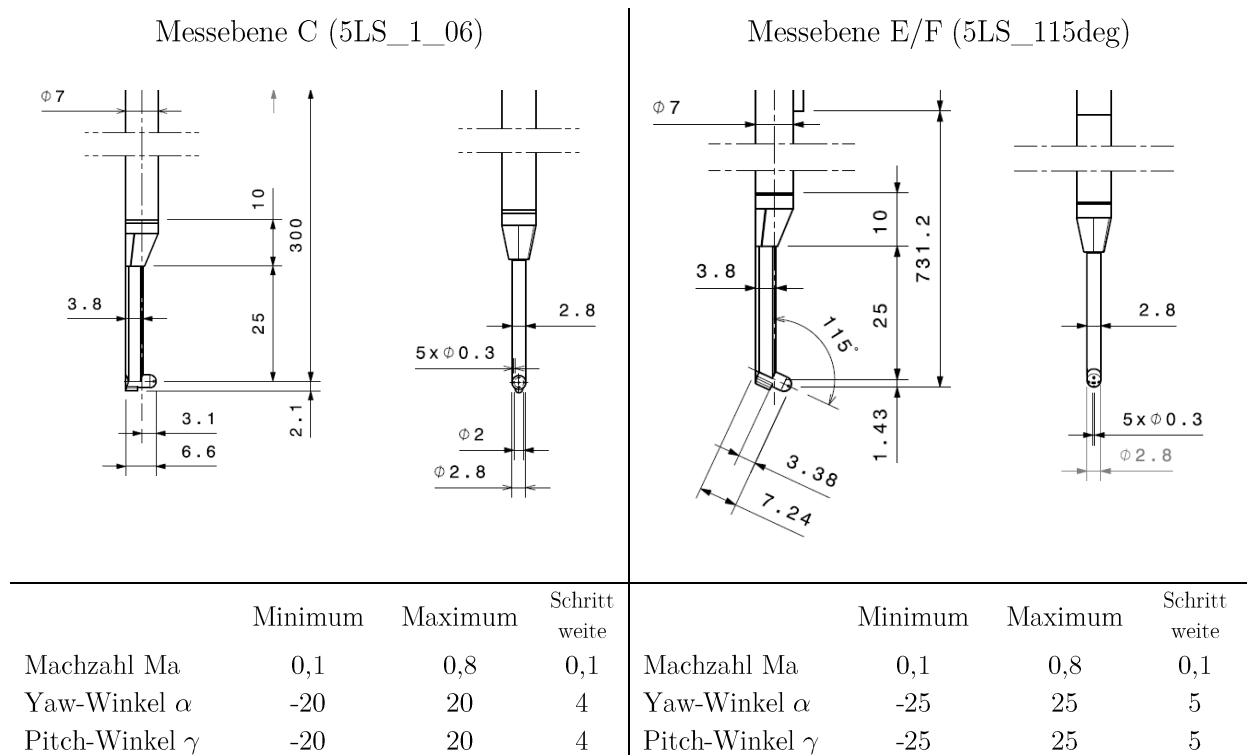


Abbildung 4.6: Abmessungen und Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonden mit nicht-geneigtem (links) für die Messebene C und geneigtem Sondenkopf (rechts) für die Messebenen E und F

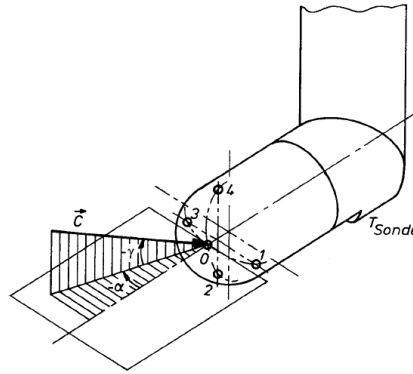


Abbildung 4.7: Winkeldefinition mit Vorzeichenkonvention und Nummerierung der Sondenbohrungen [58]

Um den Einfluss der voluminösen Stützschaufeln auf die Messergebnisse zu untersuchen, wird die 5-Loch-Sonde in Messebene C bei der „Pseudotraverse“ einmal vor der Vorderkante einer Stützschaufel (s. Abbildung 4.8 III. in front) und einmal zwischen zwei Schaufelvorderkanten (s. Abbildung 4.8 III. between) montiert. Dabei ist die Sonde in Umfangsrichtung fixiert und der Hochdruckstator wird um  $15^\circ$  (entspricht einer HD-Statorschaufelteilung) verdreht. Zudem werden diese Ergebnisse mit denen einer „realen Traverse“ (s. Abbildung 4.8 III. blaues Messraster) verglichen. Die verschiedenen Verfahren sind im Folgenden kurz zusammengefasst.

- I. 5LS montiert vor einer Stützschaufelvorderkante und in Umfangsrichtung fixiert. Für eine Sektormessung wird der HD-Stator traversiert.
- II. 5LS montiert zwischen zwei Stützschaufelvorderkanten und in Umfangsrichtung fixiert. Für eine Sektormessung wird der HD-Stator traversiert.
- III. 5LS wird in Umfangsrichtung relativ zu HD-Stator und Stützschaufel bewegt

Tabelle 4.1 enthält die Auflösung der Messraster in den jeweiligen Messebenen und deren axiale Position in Bezug auf die axiale Sehnenlänge der Hoch- bzw. Niederdruckturbinenschaufel. In Abbildung 4.8 sind die drei unterschiedlichen Traversiertechniken in der Messebene C dargestellt.

Die fünf Druckleitungen der Sonden sind mit einem mehrkanaligen Druckaufnehmer des Typs PSI 9016 mit einer Genauigkeit von 0,05 % vom Maximalwert verbunden. Das Signal des Thermoelements wird von einem Modul der Firma National Instruments des Typs FP-TC-120 aufgenommen. Die Aufzeichnung der 25 Messwerte pro Messstelle erfolgt mit der Software LabView von National Instruments. Anschließend werden die Messdaten in der Messdatenaufbereitung (MATLAB) gemittelt. In einem weiteren Schritt werden diese Daten, die aus einem Sektor stammen, in Umfangs- und radialer Richtung gemittelt, wobei nur der statische Druck flächengemittelt wird. Alle anderen Werte werden massengemittelt. Der lokale Massenstrom wird mit Hilfe der lokalen Dichte und der lokalen Geschwindigkeit, die senkrecht zur Querschnittsfläche ist, berechnet.

Tabelle 4.1: Axiale Positionen, radiale und azimutale Auflösung des Messgitters der jeweiligen Ebenen

	Messebene				
	C „real“	C „pseudo“ infront	C „pseudo“ between	E	F
Axiale Position in % axialer Sehnenlänge	48%*	48%*	48%*	59%**	77%**
Anzahl radialer Mess- positionen	19	19	19	23	21
Anzahl Messpositionen i. Umfangsrichtung	41	20	20	46	46
HD-Stator/ TMTF- Strut Schaufelteilung	2/-	1/-	1/-	1,5/1	1,5/1
Neigung d. Messebene (deg)	0	0	0	0	0

\*HP-Schaufel                      \*\*ND-Schaufel

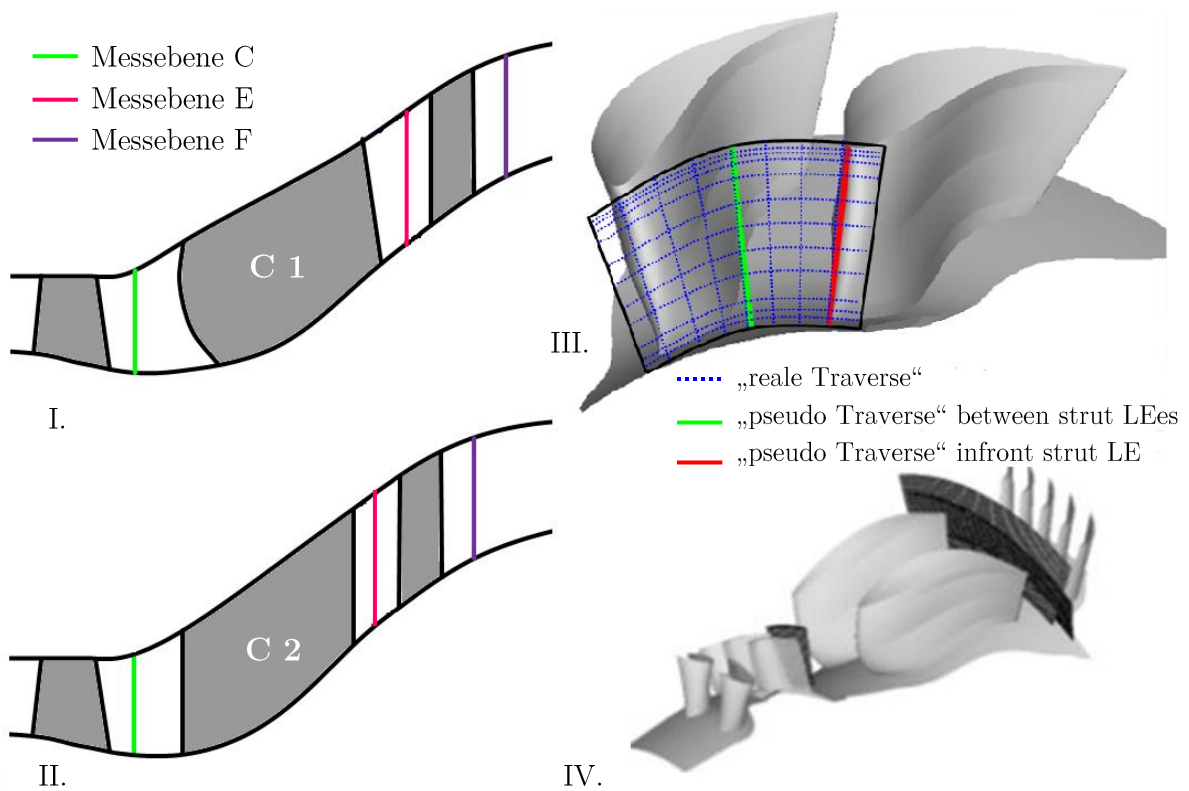


Abbildung 4.8: Mittelschnittansichten der Konfigurationen C1 (I.) und C2 (II.) inklusive der Messebenen; Skizze der Umfangspositionen der 5-Loch-Sonde für die jeweilige Traversiertechnik in der Messebene C (III.) und 3D-Ansicht der Messgitter im TTF (IV.)

### 4.1.2 Totaldruckrechenmessung

Zusätzlich zu den Sektormessungen mit der 5-Loch-Sonde werden Messungen über den gesamten Umfang mit Totaldruckrechen durchgeführt, die am Eintritt (Messebene C) und Austritt (Messebene E) des TMTFs montiert sind. Die Rechen können zur Bestimmung des Druckverlustes über verschiedene TMTFs aufgrund ihrer geringeren baulichen Abmessungen 360° verfahren werden. Des Weiteren geben die 360°-Totaldruckmessungen am Eintritt und Austritt des TMTFs erstmal Aufschluss über die Qualität der Zuströmbedingungen der Niederdruckkomponenten über den gesamten Umfang. Bei Totaldruckverlustmessungen sind homogene Verteilungen der Strömungsparameter unabdingbar. Die Totaldruckrechen wurden für jede Testkonfiguration individuell gefertigt und sind in Abbildung 3.9 dargestellt. Die beiden untersten Messstellen des Rechens in Messebene C sind um 31° verdreht, weil stromab des HD-Rotors der yaw-Winkel über die Kanalhöhe stark variiert. Zusätzlich wurden die 10 radialen Messstellen des Rechens in Messebene E im pitch- und yaw-Winkel der Strömung bzw. Kanalkontur angepasst. Weitere Zeichnungen inklusive detaillierte Abbildungen der Sondenrechen sowie die radialen Messpositionen im Vergleich zur 5-Loch-Sonde sind in der Arbeit von Zenz [56] zu finden.

Tabelle 4.2: Radiale und azimutale Auflösung des Messgitters der jeweiligen Ebenen für die Totaldruckverlustmessung mit Totaldruckrechen

	Messebene C	Messebene E
Anzahl der radialen Messpositionen	5	10
Anzahl der Messpositionen in Umfangsrichtung	240/1,5°	240/1,5°
Verdrehung der Kielköpfe „yaw-Winkel“	-31° */0° **	-62,5°
Neigung der Kielköpfe „pitch-Winkel“	0°	34°

\* Messstellen 1 und 2 \*\* Messstellen 3 bis 5

Das gleichzeitige Verfahren der Sondenrechen in den Messebenen C und E wird durch die bereits in Kapitel 4.1 beschriebenen drehbar gelagerten Gehäusen ermöglicht. Die geringen Entwicklungs- und Baukosten der Totaldruckrechen, sowie die geringe Messzeit sind ein großer Vorteil dieses Messverfahrens gegenüber dem der 5-Loch-Sonde. Die Messzeit wird im Fall der Totaldruckrechenmessung um 50% gegenüber der 5-Loch-Sondenmessung reduziert. Erreicht wird das dadurch, dass die Rechen gleichzeitig verfahren werden können und daher die Bestimmung des Totaldruckverlustes während einer Versuchsfahrt erfolgen kann. Für die 5-Loch-Sondenmessung werden insgesamt zwei Messtage benötigt. Um das Messergebnis des stromab stehenden Rechens nicht durch den stromauf stehenden Rechen zu beeinflussen, werden die Rechen gleichzeitig in die gleiche Richtung über den gesamten Umfang bewegt. Zusätzlich sind die Rechen aus Messebene C und E an unterschiedlichen Umfangspositionen

angeordnet (s. Abbildung 3.9). Der gesamte Umfang wird mit einer Schrittweite von  $1,5^\circ$  abgefahren. Es werden ebenfalls 25 Messwerte pro Messstelle aufgenommen und die Messergebnisse werden flächengemittelt (s. Gleichung (4.7)). Tabelle 4.2 fasst die wichtigsten Daten für die Totaldruckverlustmessung mit Totaldruckrechen zusammen.

### 4.1.3 Ölanstrich

Ölanstriche auf Oberflächen dienen vor allem der Sichtbarmachung von Strömungsphänomenen wie zum Beispiel einer Strömungsablösung. Für die Ölanstriche werden eine Mischung aus Motoröl und Titanoxid verwendet, wobei die Konsistenz der Mischung vom Betriebspunkt abhängig ist. Bei zu geringem Anteil an Titanoxid wird der Ölanstrich während dem Hochfahren abgetragen und es bilden sich nicht die gesuchten Strömungsphänomene auf der Oberfläche ab. Ist der Anteil von Titanoxid zu hoch, ändert sich der aufgetragene Anstrich nicht oder zu wenig und ist ebenfalls unbrauchbar. Nur bei der richtigen Konsistenz werden im Ölanstrich die Trajektorien der Wandschubspannung sichtbar. Mit Hilfe des Ölanstrichs können nicht nur Strömungsablösungen sondern auch ein symmetrischer Spalt zwischen dem Gehäuse und den stromauf umlaufenden Rotorschaukeln nachgewiesen werden. Deshalb wurde der Ölanstrich für beide Testkonfigurationen C1 und C2 auf den Kanalseitenwänden und den Schaufeloberflächen mehrerer Strut-Passagen aufgetragen (s. Abbildung 4.9).



Abbildung 4.9: Ölanstrich auf den Schaufeloberflächen (Saugseite) der beiden TMTF-Konfigurationen an verschiedenen Umfangspositionen

## 4.2 Messaufbau und Messtechnik für Akustikmessungen

Die akustische Messstrecke des Turbinenprüfstandes ist stromab der Niederdruckturbinen im Strömungskanal platziert, wie in Abbildung 3.3 bereits gezeigt wurde. Da für die Modenanalyse der Akustik einige Strömungsparameter (Machzahl, statische Temperatur, yaw-Winkel,...) bekannt sein müssen, ist es notwendig das örtliche Strömungsfeld messtechnisch zu erfassen. Dazu wird in der Messebene F am Eintritt der Akustikmessstrecke eine 5-Loch-Sondemessung durchgeführt. In Abbildung 4.10 sind die Positionen der Mikrofone und der Fünf-Loch-Sonde (Messebene F) in der Versuchsturbine zusammen mit dem definierten Koordinatensystem und den Drehrichtungen der Rotoren dargestellt. Das Außengehäuse, in dem die Mikrofone und die 5-Loch-Sonde (nicht gleichzeitig) eingebaut werden, ist wie in Kapitel 4.1 beschrieben um  $360^\circ$  in Umfangsrichtung verdrehbar, sodass auftretende Effekte am vollen Umfang des Strömungskanals erfasst werden können. Dabei wird in Drehrichtung des Hochdruckrotors traversiert (s. Abbildung 4.10).

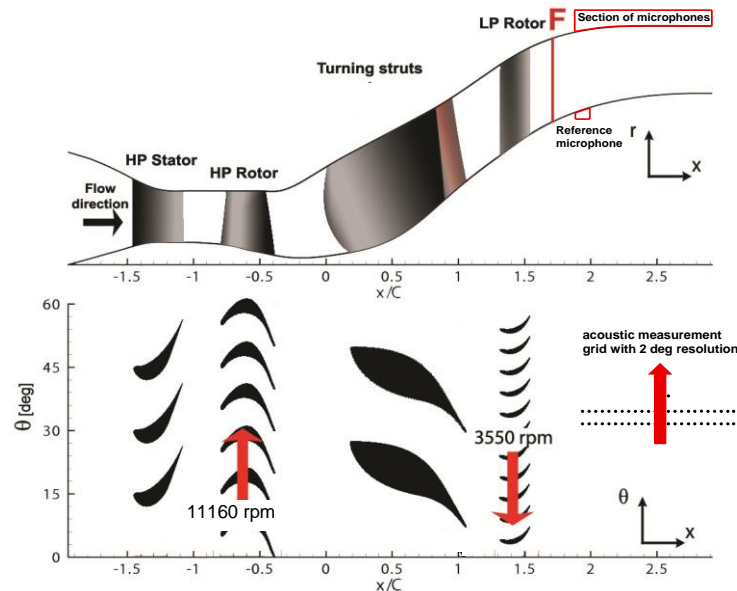


Abbildung 4.10: Meridianschnitt mit den Messpositionen und festgelegtes Koordinatensystem [59]

### 4.2.1 Anordnung der Mikrofone

Für die Akustikuntersuchungen sind im Prüfstand 24 Mikrofone wandbündig mit der Strömungskanalinnenwand stromab des Niederdruckrotors angeordnet. Zusätzlich sind im nicht verdrehbaren Innengehäuse an der Nabe zwei weitere Referenzmikrofone wandbündig positioniert. Diese Art der Mikrofonanordnung wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Antriebstechnik (Abteilung Triebwerksakustik) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) ausgelegt [60], konstruiert und gefertigt. Entscheidend dabei ist der Frequenzbereich, der für eine entsprechende akustische Analyse erfasst werden soll. Aufgrund der vorhandenen Randbedingungen (beschränkter axialer Platz, Mikrofone nur an Außenwand in Umfangsrichtung verfahrbar, variierende Kanalgeometrie, komplexes Strömungsfeld, großes Nabenverhältnis) wurde eine rein axiale, wandbündige Anordnung in zwei azimuthal verschobenen Reihen zu je zwölf Mikrofonen gewählt. Diese Art der Anordnung in der Versuchsturbine (Abbildung 4.11) erlaubt Modenanalysen beim aerodynamischen Auslegungspunkt bei Frequenzen bis  $8 - 10 \text{ kHz}$  [60]. Die in Rahmen dieser Arbeit

durchgeführten Analysen erfolgen jeweils bei der ersten Blattfolgefrequenz (BPF) des Hoch- bzw. Niederdruckrotors. Diese liegt abhängig vom Betriebspunkt bei maximal  $6,7 \text{ kHz}$  für den Hochdruckrotor bzw. maximal bei  $4,3 \text{ kHz}$  für den Niederdruckrotor [61].

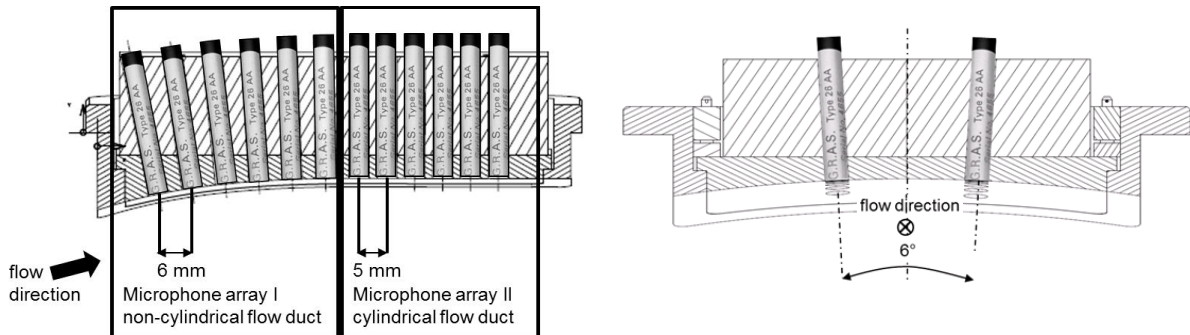


Abbildung 4.11: Axiale Mikrofonanordnung (links) und Winkelversatz der Mikrofonreihen (rechts)

Die Mikrofone sind sowohl in Umfangsrichtung als auch axial versetzt. Deutlich wird der Versatz von  $6^\circ$  zwischen der beiden Mikrofonreihen in der Abbildung 4.11 rechts und Abbildung 4.12. Dieser ist notwendig, um auf der geringen zur Verfügung stehenden Länge genügend Mikrofone in einem kleinstmöglichen axialen Abstand zu platzieren, um die hohen zu erwartenden Blattfolgefrequenzen richtig aufzulösen. Aufgrund der Kanalgeometrie werden die 24 Mikrofone zusätzlich in zwei Mikrofon-Arrays unterteilt (s. Abbildung 4.11 links). Das Mikrofon-Array I enthält die Mikrofone 1-13 und ist im nicht-zylindrischen Strömungskanal eingebaut. Das Mikrofon-Array II mit den Mikrofonen 13-24 ist im zylindrischen Teil des Strömungskanals untergebracht. Für die Auswertung werden beide Mikrofonreihen fiktiv auf eine Linie zusammengeschoben, so dass eine Reihe aus 24 Mikrofonen entsteht. Daraus resultiert ein axialer Abstand der Membranzmittelpunkte von 6 mm im Mikrofon-Array I und von 5 mm im Mikrofon-Array II. Wie Abbildung 4.11 zeigt, sind die Mikrofone auf einer herausnehmbaren Platte montiert. Das ermöglicht sowohl einen einfachen Ein- und Ausbau in das Außengehäuse des Prüfstands als auch eine richtige wandbündige Ausrichtung der Mikrofone. Das Schnittbild in Abbildung 4.11 links zeigt nur sechs der zwölf eingebauten Mikrofone pro Array.

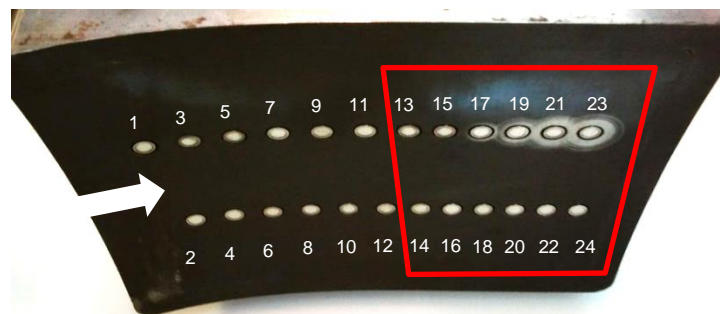


Abbildung 4.12: Mikrofonplatte mit wandbündig eingebauten Mikrofonen; Mikrofon 13-24 wurden für die Auswertung verwendet (roter Rahmen)

Die vorhandene Theorie zur Berechnung der akustischen Moden ist streng genommen nur für zylindrische Kanäle mit oder ohne einen Nabenkörper gültig. Wie sich nun die nicht-zylindrische Geometrie des Strömungskanals stromab der Niederdruckturbine im ersten Mikrofonarray auf die Messergebnisse auswirkt, kann noch nicht beurteilt werden. Parallel zu dieser Arbeit sollen am Institut für Antriebstechnik (Abteilung Triebwerksakustik) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) neue Modelle der Modenanalyse für variable Kanalgeometrien entwickelt werden. Dafür werden die Signale aller 24 Mikrofone aufgezeichnet, um die Modelle in Zukunft validieren zu können. Deshalb werden für die Diskussion der Azimutal- und Radialmodenanalyse in Kapitel 5 ausschließlich die Ergebnisse der Auswertung des II. Mikrofon-Arrays (Mikrofon 13-24) verwendet.

#### 4.2.2 Verwendete Mikrofon-Verstärker-Kombination

Die Akustikmesstrecke ist mit Mikrofonen der Firma G.R.A.S. vom Typ 40BD instrumentiert. Die vorpolarisierten Kondensator-Druckmikrofone weisen einen Durchmesser von  $\frac{1}{4}$ -inch ( $6,35\text{ mm}$ ) auf. Darüber hinaus eignen sie sich durch die geringe Empfindlichkeit für Messungen sowohl hoher Schalldruckpegel bis  $174\text{ dB}$  als auch hoher Frequenzen bis  $70\text{ kHz}$  mit einem linearen Frequenzgang von  $10\text{ Hz}$  bis  $25\text{ kHz}$  ( $\pm 1\text{ dB}$ ). Der Einsatzbereich wird bis zu einer maximalen Temperatur von  $120^\circ\text{C}$  angegeben, was weit über den vorherrschenden Temperaturen von circa  $80^\circ\text{C}$  liegt. Die Druckmikrofone besitzen eine sogenannte Kugelcharakteristik. Sie sind ungerichtet, worauf alle eintreffenden Schallwellen unabhängig vom Winkel zur Membran des Mikrofons etwa dieselbe Intensität haben. Das Mikrofon in Verbindung mit dem Vorverstärker vom Typ 26AC, der sich durch geringes Eigenrauschen und einen Frequenzbereich von  $2\text{ Hz}$  bis  $200\text{ kHz}$  ( $\pm 0,2\text{ dB}$ ) auszeichnet, ermöglichen die Druckwandlung in einem großen Dynamikbereich. Für die Messgenauigkeit der gesamten Messkette kann  $\pm 1\text{ dB}$  angenommen werden. Jede Mikrofon-Verstärker-Kombination wird vor jeder Versuchsfahrt mit einem Pistonphon des Typs 42AA derselben Firma (G.R.A.S.) kalibriert. Das Pistonphon gibt einen konstanten Ton bei einer Frequenz von  $250\text{ Hz}$  mit einer Amplitude von  $114\text{ dB}$  aus. Der Vergleich zwischen dem aufgezeichneten Mikrofonsignal und dem ausgesendeten Referenzsignal liefert, abhängig vom Umgebungszustand (statischer Umgebungsdruck) während der Kalibrierung, einen Kalibrierfaktor. Mit diesem Faktor werden sowohl die Abweichungen ausgeglichen, als auch die aufgezeichneten Spannungssignale in  $mV$  in Schalldrucksignale mit der Einheit Pascal umgerechnet, wie sie für die akustische Auswertung benötigt werden.

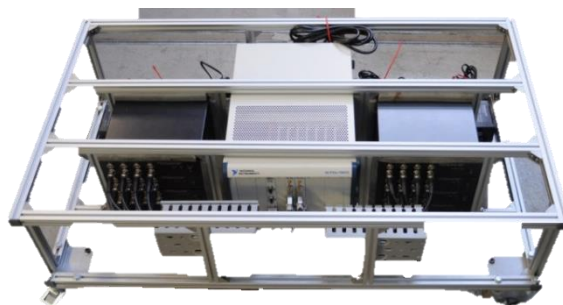


Abbildung 4.13: PXI-Chassis von National Instrument (beige) und Power-Module von G.R.A.S. (schwarz) für insgesamt 32 Mikrofone



### 4.2.3 Messdatenerfassung

Die Vorverstärker der Kondensatormikrofone sind an ein PXI-Chassis von National Instruments (s. Abbildung 4.13), das über 32 Kanäle verfügt, angeschlossen. Darin sind zwei Messkarten des Typs PXIe-4498 und eine PXIe-8375 für die Übertragung per Glasfaserkabel an den Mess-PC eingebaut. Der Mess-PC ist ebenfalls mit einer PXIe-8375 Messkarte ausgestattet. Neben den 24 Kanälen des Mikrofonarrays am Außengehäuse belegen die beiden Referenzmikrofone am Innengehäuse die Kanäle 25 und 26. Zusätzlich werden die Triggersignale über dieses Chassis aufgenommen, wobei Kanal 27 mit dem Trigger des Hochdruckrotors und Kanal 28 mit dem Trigger des Niederdruckrotors belegt ist. Die Abtastrate der analogen Signale beträgt  $60 \text{ kHz}$ . Demnach wäre nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem maximal eine Frequenz von  $30 \text{ kHz}$  erfassbar. Die Auswertung und Darstellung im Frequenzspektrum erfolgt bis maximal  $15 \text{ kHz}$ , da bei höherer Frequenz die Amplituden deutlich abklingen. Außerdem kann das Nyquist-Abtasttheorem auch für die Bestimmung der maximal berechenbaren akustischen Moden in Umfangsrichtung angewendet werden. Während einer Akustikmessung werden die Mikrofone über den gesamten Umfang mit einer Schrittweite von  $\Delta\theta = 2^\circ$  verfahren. Für  $N_\theta = 180$  Messpositionen ergibt sich nach Gleichung (4.1)

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi}{m} > \Delta\theta = \frac{2\pi}{N_\theta} \implies m_{max} = \frac{N_\theta}{2} \quad (4.1)$$

die maximale Azimutalmode  $m_{max} = 90$ . Moden können sich sowohl in positive als auch negative Richtung ausbreiten. Daher müssen beide Ausbreitungsrichtungen berücksichtigt (also  $+\theta$  und  $-\theta$ ) und es können mit dieser Auflösung Umfangsmoden zwischen  $-90 < m < 90$  aufgelöst werden. Die die gesamte Anzahl zusammen mit der Grundmode  $m = 0$  ergibt sich dadurch zu 181. An jeder der 180 Messpositionen werden die Signale aller 32 Kanäle parallel mit einer Messdauer von 20 Sekunden aufgezeichnet. Während dieser Zeit läuft der HD-Rotor für den Betriebspunkt Sideline ( $n_{HP} = 11160 \text{ U/min}$ ,  $n_{LP} = 3550 \text{ U/min}$ ) etwa 3720 Mal und der Niederdruckrotor ca. 1180 Mal um,

### 4.2.4 Messsignalverarbeitung

Die Analyse der Messdaten, die von 24 Mikrofonen an 180 Umfangspositionen aufgenommenen wurden, besteht aus vier aufeinander aufbauenden Verfahren. Dazu gehören die

- I. Adaptive Neuabtastung
- II. Phasenmittelung
- III. Fourier-Transformation
- IV. Azimutal- und Radialmodenanalyse

und sind im Kapitel 5 sowie im Detail in Anhang A beschrieben. In Kapitel 3 wurde bereits die Charakteristik des Zwei-Wellen-Prüfstands beschrieben und auf die mechanische Entkopplung des Hochdruck- und Niederdruckrotors eingegangen. Hinzu kommt, dass die Rotoren bei unterschiedlichen nicht korrelierten Drehzahlen entgegengesetzt laufen. Mit Hilfe der adaptiven Neuabtastung und der Phasenmittelung, die auf die gemessenen Schalldrucksignale angewendet werden, können die akustischen Vorgänge beider Rotoren getrennt voneinander betrachtet werden. Eine anschließende diskrete Fourier-Transformation bildet danach jene harmonischen

Frequenzen ab, die durch den jeweiligen Rotor angeregt werden. Da der Schalldruck als Lösung der Wellengleichung in Form von sich überlagernden Moden beschrieben werden kann, wird an der ermittelten Grundfrequenz (Blattfolgefrequenz, 1. BPF) eine Modenanalyse durchgeführt. Moden sind unter bestimmten Voraussetzungen (Strömungsparameter und Strömungskanalgeometrie) im Strömungskanal ausbreitungsfähig. Dadurch bilden sich charakteristische Modenverteilungen in Umfangsrichtung und Radialrichtung aus. Die Umfangsmoden bzw. Radialmoden werden durch die Azimutal- bzw. Radialmodenanalyse bestimmt (detaillierte Beschreibung und Herleitung der verwendeten Gleichungen s. Anhang A).

### 4.3 Definitionen

Dieses Kapitel enthält die wichtigsten Definitionen der Strömungsparameter und akustische Moden und soll helfen die in Kapitel 5 vorgestellten Ergebnisse leichter zu verstehen.

#### 4.3.1 Relative Position zwischen Hochdruckstator und Niederdruck-Strut

Die Relativposition zwischen den Hochdruckstatorschaufeln und den TMTF-Schaufeln wurde anhand von CFD-Vorabberechnungen so gewählt, dass die Segmente des Nachlaufs der Hochdruckleitschaufel bei mittlerer Schaufelhöhe auf die Schaufelvorderkante der Stützschaufeln trifft. Diese Position wurde als Winkel zwischen der Hinterkante (*trailing edge*, *TE*) des Hochdruckstators und der Hinterkante der TMTF-Schaufel an der Nabe definiert (s. Abbildung 4.14) und ist für die beiden untersuchten Konfigurationen C1 und C2 unterschiedlich. Der Winkel beträgt für das TMTF C1  $9,34^\circ$  und für C2  $6,05^\circ$ . Die Aerodynamik und Akustikmessungen (außer Clocking-Untersuchen) wurden bei diesen Relativpositionen gemessen.

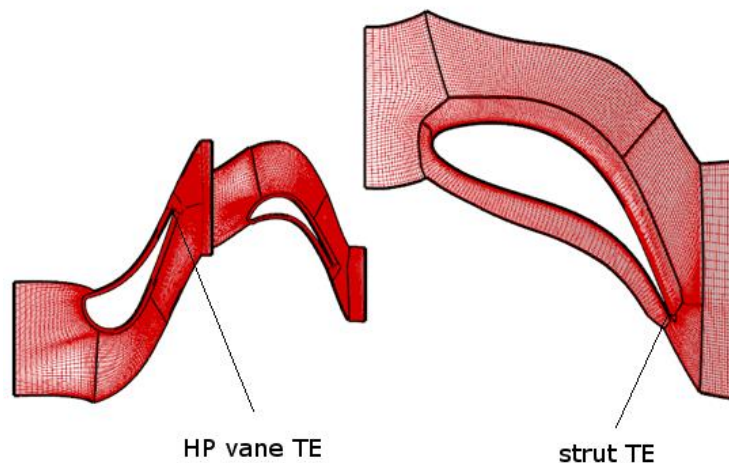


Abbildung 4.14: Relative Position zwischen HD-Statorschaufel und TMTF-Schaufel [6]

#### 4.3.2 Mittelungsprozess und Korrekturen

Der Prüfstand wird im offenen Kreislauf betrieben und aufgrund von veränderlichen Umgebungsbedingungen müssen die Messergebnisse korrigiert werden, Für die Korrektur werden der mittlere Totaldruck und die mittlere Totaltemperatur am Eintritt des Prüfstands

(Messebene A) verwendet. Die Referenzwerte  $p_{tA,ref}$  und  $T_{tA,ref}$  stammen aus einer Messung, bei der der Totaldruck und die Totaltemperatur am Eintritt mit Rechen gemessen und anschließend Flächen gemittelt wurde. Im Folgenden werden die Formeln vorgestellt die zum Referenzieren bzw. Korrektur und zur Mittelung der Messergebnisse verwendet werden:

$$\text{Statischer Druck} \quad p_{corr} = p \frac{p_{tA,ref}}{p_{tA}} \quad (4.2)$$

$$\text{Totaldruck} \quad p_{t,corr} = p_t \frac{p_{tA,ref}}{p_{tA}} \quad (4.3)$$

$$\text{Statische Temperatur} \quad T_{corr} = T \frac{T_{tA,ref}}{T_{tA}} \quad (4.4)$$

$$\text{Totaltemperatur} \quad T_{t,corr} = T_t \frac{T_{tA,ref}}{T_{tA}} \quad (4.5)$$

$$\text{Massenmittelung} \quad x_{mass} = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i} \quad (4.6)$$

$$\text{Flächenmittelung} \quad x_{area} = \frac{\sum x_i A_i}{\sum A_i} \quad (4.7)$$

### 4.3.3 Strömungswinkel

Abbildung 4.15 zeigt die Strömungsgeschwindigkeitskomponenten und die Strömungswinkel. Die Definitionen des Seitenwinkels  $\alpha_z$  und des Höhenwinkels  $\gamma$  sind in den Gleichungen (4.8) und (4.9) angegeben und werden in den Kapitel 5 vorgestellten Ergebnissen verwendet. Wie in Abbildung 4.15 zu sehen ist, wird der Seitenwinkel in Drehrichtung des Hochdruckrotors (grauer Pfeil) positiv gezählt. Diese Notation wird auch in den stromab liegenden Messebenen beibehalten, obwohl die Niederdruckturbine entgegengesetzt dreht. Ist der Wert des Höhenwinkels negativ, ist die Strömungsrichtung zur Maschinenachse (x-Achse) hin geneigt und umgekehrt.

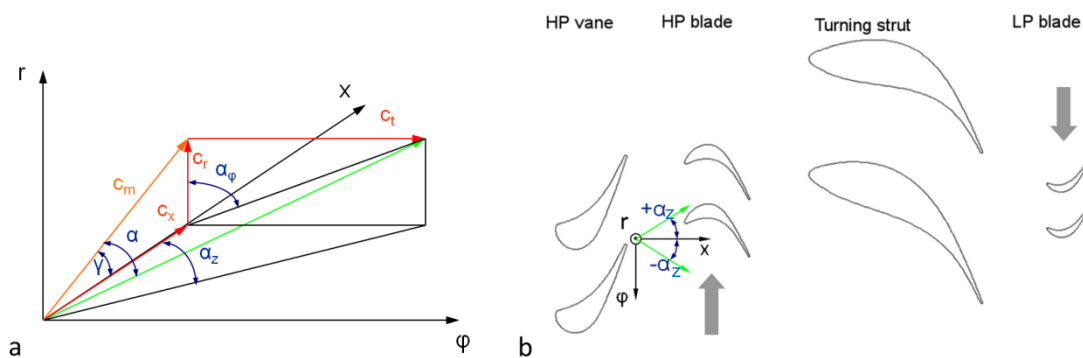


Abbildung 4.15: a) Definitionen der Strömungswinkel und positive Richtung des Seitenwinkels

$$\text{Seitenwinkel} \quad \alpha_z = \tan^{-1} \left( \frac{c_t}{c_x} \right) \quad (4.8)$$

$$\text{Höhewinkel} \quad \gamma = \tan^{-1} \left( \frac{c_r}{c_x} \right) \quad (4.9)$$

#### 4.3.4 Totaldruckverlustkoeffizient

Der Druckverlustbeiwert für einen TMTF ist durch Gleichung (4.10) definiert. Dieser beinhaltet den gemittelten Totaldruck und statischen Druck aus der Messebene C und den Totaldruck aus der Ebene E.

$$\xi_{pt} = \frac{\overline{p_{tC}} - p_{tE}}{\overline{p_{tC}} - \overline{p_C}} \quad (4.10)$$

#### 4.3.5 Interaktionsmoden

Die Signale der 24 Mikrofone werden an 180 Umfangspositionen aufgenommen. An jeder dieser insgesamt 4320 Messpunkte wird beim Post-Processing nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung der Rohsignale eine Frequenztransformation (FFT) durchgeführt. Die anschließend für jede axiale Mikrofonposition über den Umfang gemittelt wird. Zusätzlich werden die Frequenzspektren über die Anzahl der Mikrofone gemittelt. Durch Verwendung der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung werden die Auswirkungen auf die Akustik jedes einzelnen Rotors isoliert, sodass eine getrennte Betrachtung der Hochdruck- und Niederdruckturbine möglich ist. Für beide Turbinen wird jeweils mit den zuvor ermittelten Strömungsparametern eine Analyse des resultierenden Schallfeldes durchgeführt. Zusätzlich zu den Frequenzspektren werden die Verteilungen der Azimutalmoden und der Radialmoden dargestellt. Die Modenverteilung in azimuthaler Richtung wird bei der Grundfrequenz aus den über dem Umfang ermittelten Schalldrücken bestimmt. In Abbildung 4.16 ist dazu die gesamte Amplitudenverteilung (Schalldruckpegel SPL in dB) über die Azimutalmoden  $m$  dargestellt. Jene Moden mit dem höchsten Schalldruckpegel (in Abbildung 4.16 rot eingefärbte Balken) sind Moden, die ihren Ursprung in der Interaktion zwischen den feststehenden Statorschaufeln und den rotierenden Laufschaufeln haben. Unabhängig davon, ob eine Mode ausbreitungsfähig ist oder nicht, lassen sich diese Azimutalmoden durch die Schaufelzahlverhältnisse in der Versuchsturbine vorab bestimmen. Nach Tyler und Sofrin (Gleichung (2-2)) berechnen sich diese Interaktionsmoden aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor. Für die Interaktion zwischen dem Hochdruckstator mit 24 Schaufeln und dem Hochdruckrotor mit 36 Schaufeln (s. Abbildung 4.17) ergeben sich somit bei der betrachteten Grundfrequenz ( $h = 1$ ) folgende Interaktionsmoden:

$$m = hB_2 + k_2V_2 = -72 + k_2 \cdot 16 = \dots; -72; -56 : 16 : 56; 72; \dots \quad (4.11)$$

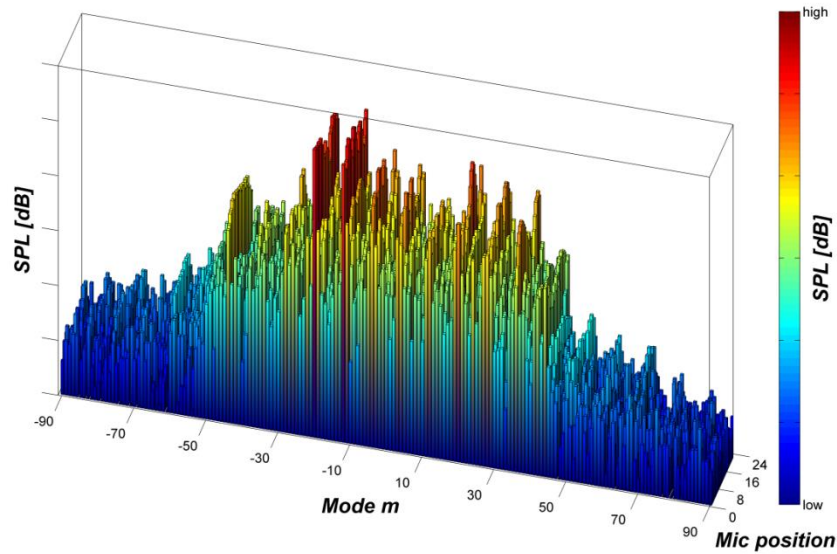


Abbildung 4.16: Azimutalmodenanalyse an  $BPF_{HP}$  Betriebspunkt Sideline, Setup C1 gemittelt über Umfangspositionen

Wird bei dieser Betrachtung der zweite Stator, der umlenkende Turbinenübergangskanal mit den 16 Stützschaufeln hinzugenommen, ergeben sich nach Gleichung (2-4) für die Interaktion HD-Stator – HD-Rotor – TMTF die Moden

$$m = hB_1 \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2 = 36 \pm k_1 \cdot 24 \pm k_2 \cdot 16 = \dots -52 : 8 : 52 \dots \quad (4.12)$$

mit  $k_1, k_2 = 0, 1, 2, 3, \dots$ . Mit einer weiteren Interaktion zwischen Hochdruckrotor und TMTF können alle theoretischen Rotor-Stator Mechanismen für den Hochdruckrotor in der Versuchsturbine erfasst werden. Jene relevanten Interaktionsmoden sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Durch die Kombination der beiden einfachen Interaktionen Stator-Rotor und Rotor-TMTF bilden sich zusätzliche Umfangsmoden (-20, -4, +28, +44), die sich durch die Streuung der ersten Interaktion (Stator-Rotor) am TMTF ergeben. Aufgrund des gegebenen Schaufelzahlverhältnisses (vorgegeben durch numerische Strömungssimulation) ist jede achte Azimutalmode eine Mode, die einer Interaktion mit dem Hochdruckrotor in der Versuchsturbine zugeordnet werden kann. Diese Beschreibung stellt allerdings eine ideale

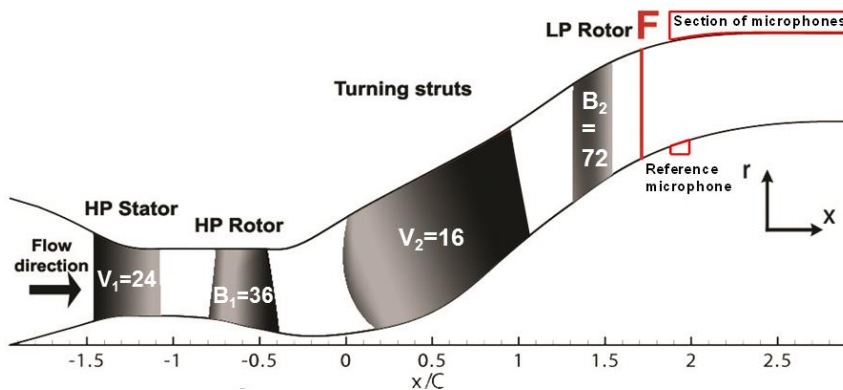
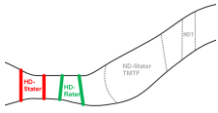
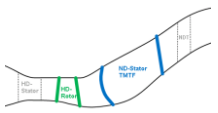
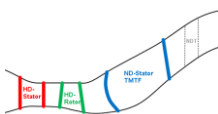


Abbildung 4.17: Schnittdarstellung des Strömungskanals mit der Hoch- und Niederdruckstufe inklusive der Schaufelzahlen

Stator-Rotor Interaktion dar, die zwar die Hauptmechanismen der Schallentstehung in einer Turbine erfasst, aber zusätzliche Streuungen der Moden z.B. an den Gehäusewänden oder Phasenunterschiede zwischen den einzelnen Schallquellen aufgrund von nicht idealen Schaufelprofilen vernachlässigt. Aus diesem Grund treten in der Azimutalmodenverteilung in Abbildung 4.16 auch solche Moden auf, deren Quellen nicht eindeutig nachvollzogen werden können. Jedoch liegen die Amplituden dieser Moden deutlich unter den Amplituden der Interaktionsmoden und daher ist deren Einfluss auf die gesamte Schallemission der Turbine sehr gering. Den Interaktionsmoden wird die größere Bedeutung beigemessen und daher werden im folgenden Kapitel 5 nur diese anhand von Abbildungen diskutiert.

Tabelle 4.3: Resultierende Moden aus den Interaktionen des HD-Rotors mit HD-Stator und TMTF

Stator – Rotor 	-36;	-12;	+12;	+36;								
Rotor – TMTF 	-44;	-28;	-12;	+4;	+20;	+36;						
Stator – Rotor – TMTF 	-44;	-36;	-28;	-20;	-12;	-4;	+4;	+12;	+20;	+28;	+36;	+44;

Genauso wie beim Hochdruckrotor entstehen durch die Wechselwirkung zwischen Niederdruckrotor und den Statorn Interaktionsmoden. Gegenüber der Analyse des Hochdruckrotors ist dieses Interaktionsmuster des ND-Rotors um 4 Moden verschoben, sodass beide Rotoren jeweils unterschiedliche Interaktionsmoden erzeugen. Für die Interaktion zwischen dem Turbinenübergangskanal mit 16 Stützschaufeln und dem Niederdruckrotor mit 72 Schaufeln ergeben sich somit bei der betrachteten Grundfrequenz ( $h = 1$ ) die Interaktionsmoden

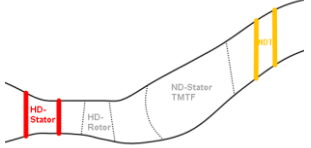
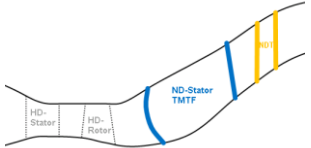
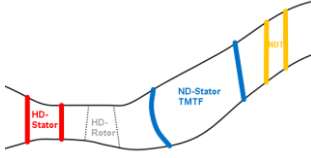
$$m = hB_2 + k_2V_2 = -72 + k_2 \cdot 16 = \dots; -72; -56 : 16 : 56; 72; \dots \quad (4.13)$$

wobei hier die Drehrichtung des Niederdruckrotors durch ein negatives Vorzeichen bei der Schaufelzahl des Rotors berücksichtigt und  $k_2 \geq 0$  gewählt wurde. Genauso kann für die Interaktion HD-Stator – TMTF – ND-Rotor mit  $k_1, k_2 = 0, 1, 2, 3, \dots$  angegeben werden:

$$m = hB_2 \pm k_1V_1 \pm k_2V_2 = -72 \pm k_1 \cdot 24 \pm k_2 \cdot 16 = \dots -72 : 8 : 72 \dots \quad (4.14)$$

Durch das gegebene Schaufelzahlverhältnis ist dabei wieder jede achte Umfangsmode eine Mode, die einer Interaktion mit dem Niederdruckrotor in der Versuchsturbine zugewiesen werden kann. In Tabelle 4.4 sind die Interaktionsmoden zusammengefasst.

Tabelle 4.4: Resultierende Moden aus der Interaktion des ND-Rotors mit HD-Stator und TMTF

<p>HD-Stator – ND-Rotor</p> 	<p>-24;                      0;                      +24;</p>
<p>TMTF – ND-Rotor</p> 	<p>-24;            -8;                      +8;                      +24;</p>
<p>HD-Stator – TMTF – ND-Rotor</p> 	<p>-24;   -16;   -8;   0;   +8;   +16;   +24;</p>

## 5 DISKUSSION DER MESSERGEBNISSE

In den vorherigen Kapiteln wurden die Versuchseinrichtung (TTTF), die Instrumentierung und die Messtechniken für die aerodynamischen und akustischen Untersuchungen von Turbinenübergangskanälen beschrieben. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen anhand von vier ausgewählten Publikationen diskutiert, die im Rahmen dieser Dissertation auf den beiden bedeutendsten Turbomaschinen-Konferenzen der Welt vorgetragen wurden. Dabei wird jede Publikation kurz beschrieben und die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst. Im Anschluss daran ist die jeweilige Publikation in voller Länge angeführt, um Details beispielsweise anhand von Abbildungen nachvollziehen zu können. Analog zum zweiten Kapitel wird der Leser zunächst mit den Ergebnissen der Aerodynamik [38] (Druckverlust über zwei unterschiedliche TMTF-Konfigurationen) und der Akustik [61] (Schallentstehung und -ausbreitung in zwei unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen) vertraut gemacht. Danach folgen zwei Veröffentlichungen [62; 63], die Maßnahmen zur Minimierung von Lärm in modernen Flugzeugtriebwerken beinhalten.

### 5.1 Bemerkungen zu Paper 1 (Aerodynamik-Druckverlust)

Das erste Paper mit dem Titel „Aerodynamics and Acoustics of Turning Mid Turbine Frames in a Two-Shaft Test-Turbine“ wurde auf der ASME Turbo Expo 2014 in Düsseldorf vorgetragen und in den Proceedings der Konferenz unter der Paper-Nummer GT2014-25568 veröffentlicht. Wie dem Titel der Veröffentlichung zu entnehmen ist, behandelt das Paper nicht nur die Aerodynamik sondern auch die Akustik von Turbinenübergangskanälen, wobei hier die Aerodynamik den höheren Stellenwert besitzt. Deshalb werden in den beiden folgenden Unterkapiteln „nur“ die Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen an zwei unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen beschrieben und im Kapitel 5.2 die Ergebnisse der akustischen Untersuchungen.

#### 5.1.1 Kurzfassung

Das Paper [38] beschreibt experimentelle aerodynamische Untersuchungen von zwei verschiedenen umlenkenden Turbinenübergangskanälen (TMTF). Die Versuche dienen zur Bestimmung des Druckverlustes des jeweiligen TMTFs und wurden im Zwei-Wellen Prüfstand (TTTF) am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt. Wie im Kapitel 3.1 bereits beschrieben, wird die Versuchsanlage kontinuierlich mit verdichteter Luft gespeist und im offenen Kreislauf betrieben. Der zu untersuchende Strömungspfad besteht aus einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe und einer Niederdruckturbinenstufe. Diese setzt sich aus einem umlenkenden Turbinenübergangskanal und einer gegenläufig rotierenden Niederdruckturbinenstufe zusammen. Beide TMTF-Konfigurationen werden bei Strömungsbedingungen (Machzahlähnlichkeit und gleiche Strömungswinkel) untersucht, die denen eines realen Triebwerks im Reiseflug entsprechen würden. Die erste Konfiguration C1 (s. Kapitel 3.2.1) weist 16 dreidimensional geformte umlenkende Stützrippen auf. Das Ziel der zweiten Konfiguration C2 (Kapitel 3.2.2) mit ebenfalls 16 Schaufeln war es, die axiale Baulänge um 10% zu reduzieren ohne dabei die Strömungsverluste zu vergrößern (s. Abbildung 5.1). Dies wurde durch die Applikation einer dreidimensionalen konturierten Kanalseitenwand an der Nabe gewährleistet. Eine weitere Randbedingung stellten die Zuströmbedingungen für die stromab arbeitende



Niederdruckturbine dar. Die zweite Konfiguration musste ähnliche Zuströmbedingungen gewährleisten wie die Erste (C1).

Welchen Einfluss eine Verkürzung der Baulänge um 10% auf den Druckverlust hat, wurde durch aerodynamische Messungen mit Hilfe von 5-Loch-Sonden und Totaldruckrechen am Eintritt und am Austritt der beiden Turbinenübergangskanäle untersucht, wobei die Hochdruckturbinenstufe und die Niederdruckturbine gleich blieben. Die 5-Loch-Sonden konnten aufgrund von baulichen Randbedingungen nur in Sektoren bis  $30^\circ$  (TMFT-Eintritt) bzw.  $22.5^\circ$  (TMFT-Austritt) verfahren werden, während hingegen die Totaldruckrechen aufgrund ihrer kleinen Bauweise  $360^\circ$  verfahren werden konnten (s. Kapitel 4.1). Zudem wurden die 5-Loch-Sonden Messungen am Eintritt des TMFTs auf drei Arten durchgeführt, um den Einfluss der Sondenpositionierung und der Traversiertechnik auf die Ergebnisse zu bestimmen. Dabei wurde zwischen zwei Pseudoflächentraversen und einer realen Flächentraverse unterschieden, die in Kapitel 4.1.1 ausführlich beschrieben sind. Welche Traversiertechnik am ehesten der realen-Flächentraverse entspricht und welche der beiden Messtechniken (5-Loch-Sonde oder Totaldruckrechen) besser zur Bestimmung des Druckverlustes geeignet sind, wird im folgenden Kapitel erläutert.

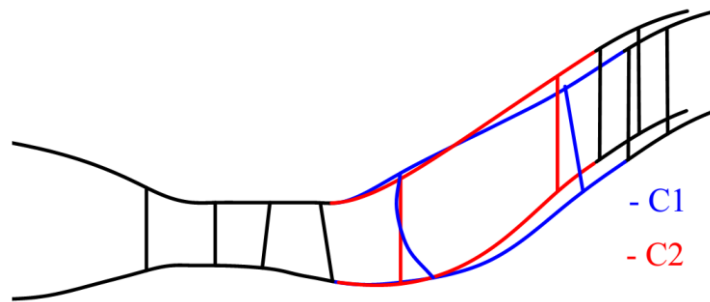


Abbildung 5.1: Vergleich von Konfiguration C1 (blau) und der 10% kürzeren Konfiguration C2 (rot) [6]

### 5.1.2 Ergebnisse

Die aerodynamischen Messungen zeigten sowohl mit Hilfe der 5-Loch-Sonde als auch mit den Totaldruckrechen, dass es möglich ist, einen umlenkenden Turbinenübergangskanal bei gleichbleibendem geringem Druckverlust (s. Abbildung 5.2) 10% kürzer und damit aggressiver als die Konfiguration C1 auszulegen. Genaue Betrachtungen der einzelnen Verlustkerne, die für den Druckverlust verantwortlich sind, können in der angefügten Publikation [38] anhand von Konturplots und Ölanstrichbildern nachvollzogen werden. Die Verringerung der axialen Baulänge reduziert das Gewicht des Triebwerks und dadurch auch den Treibstoffverbrauch moderner Flugzeuge. Anhand dieses Ergebnisses wird ersichtlich, dass das Potential für bemerkenswerte Verbesserungen des Gesamtwirkungsgrades eines Flugzeugtriebwerkes durch die Optimierung von statischen Komponenten wie der umlenkende Turbinenübergangskanal, noch nicht ausgeschöpft ist.

Die Messtechnik zur Bestimmung des Druckverlustes hat auf den Trend, dass bei beiden Konfigurationen (C1 und C2) der gleiche Druckverlust gemessen wurde, keinen Einfluss. Daher sind beide Messtechniken sowohl die 5-Loch-Sonde als auch die Totaldruckrechen für die Bestimmung des Druckverlustes in sogenannten *back-to-back* Vergleichen geeignet. Der geringe Unterschied im Druckverlust zwischen den beiden Messtechniken in Abbildung 5.2 kommt

dadurch zustande, dass die Totaldruckrechen in der Eintrittsebene beider TMTFs prüfstandsbedingt den wandnahen Bereich gröber auflösen als die 5LS. Dementsprechend kann ein Teil der Strömungsinformation in diesem Bereich durch die Rechen nicht erfasst werden. Der Totaldruck am Eintritt beider TMTs ist gleichermaßen geringer, was sich letztendlich in einem geringeren Druckverlustbeiwert im Vergleich zur Messung mit der 5LS niederschlägt.

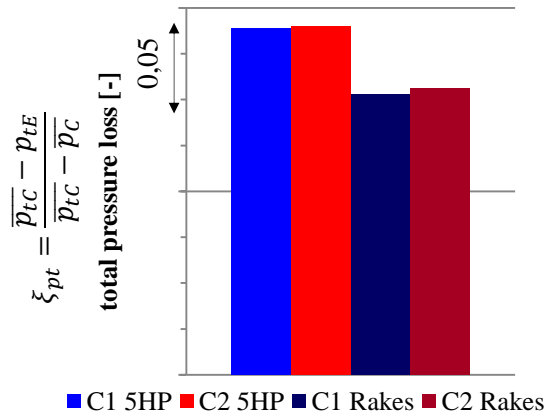


Abbildung 5.2: Vergleich des totalen Druckverlusts zwischen den beiden TMTFs C1 und C2 für die 5LS-Messung (links) und die Totaldruckrechenmessung (rechts)

Ist nur der Druckverlust über einen umlenkenden Turbinenübergangskanal von Interesse sind die Totaldruckrechen zu empfehlen, weil sie nicht nur kostengünstiger gefertigt, sondern auch kostengünstiger betrieben werden können. Der Druckverlust eines TMTFs kann mit Hilfe der Totaldruckrechen innerhalb einer Versuchsfahrt bestimmt werden, während hingegen bei der Druckverlustbestimmung mit Hilfe der 5-Loch-Sonde zwei Versuchsfahrten notwendig sind. Meistens sind neben dem Druckverlust auch die dafür verantwortlichen Strömungsstrukturen von Interesse, wie sie in der angeführten Publikation [38] dargestellt sind. Für diesen Zweck empfiehlt es sich die 5-Loch-Sonde zu verwenden, da sich mit dieser Sonde neben dem Totaldruck und dem statischen Druck auch die Totaltemperatur und die statische Temperatur sowie die Strömungsgeschwindigkeiten und -Winkel bestimmen lassen. Für zukünftige TMTF-Konfiguration bei denen eine Konturierung der Innenwand nicht nur an der Nabe, sondern auch am Gehäuse erfolgt, kann weder eine 360°-Messung mit Rechen noch eine reale Traverse mit der 5LS durchgeführt werden. Damit in Zukunft trotzdem der Druckverlust über einen bestimmten Sektor angegeben werden kann, wurde mit aufwendigen 5-Loch-Sonden-Messungen stromab des Hochdruckrotors am Eintritt des TMTFs überprüft, ob eine sogenannte Pseudotraverse die gleichen Ergebnisse wie eine reale Traverse liefert. Die durchgeführten Messungen beinhalteten eine reale Flächentraverse und zwei Pseudoflächentraversen, wobei zwischen den Pseudoflächentraversen die Position der Sonde relativ zur Strutvorderkante variiert (s. Abbildung 5.3 rechts). Während der Pseudotraverse ist die 5-Loch-Sonde in Umfangsrichtung fixiert und der stromauf liegende Hochdruckstator wird in Umfangsrichtung verfahren. Um die Flächentraverse zu erhalten, wird die Sonde zusätzlich noch in radialer Richtung verfahren. Wird die 5-Loch-Sonde zwischen zwei Stüttschaufelvorderkanten platziert, sind die Messergebnisse, die mit Hilfe der Pseudoflächentraverse erzielt wurden mit denen der realen Flächentraverse nahezu identisch (s. Abbildung 5.3). Detailliertere Ergebnisse bezüglich des statischen Drucks, des Höhenwinkels und der Flächenverteilung der Machzahl der Messungen mit verschiedenen Traversiertechniken befinden sich in der angefügten Publikation

[38]. Zusammengefasst kann gesagt werden, dass im Fall eines ohnehin schon in Umfangsrichtung verfahrbaren Leitgitters, wie es zum Beispiel für Clocking-Untersuchungen benötigt wird, diese Art der Pseudotraverse bei geringer Stromaufwirkung der Stützschaufel angewendet werden kann. Dadurch können bei gleichbleibender Qualität der Messergebnisse zusätzliche kostenintensive drehbar gelagerte Bauteile weiter stromab vermieden werden.

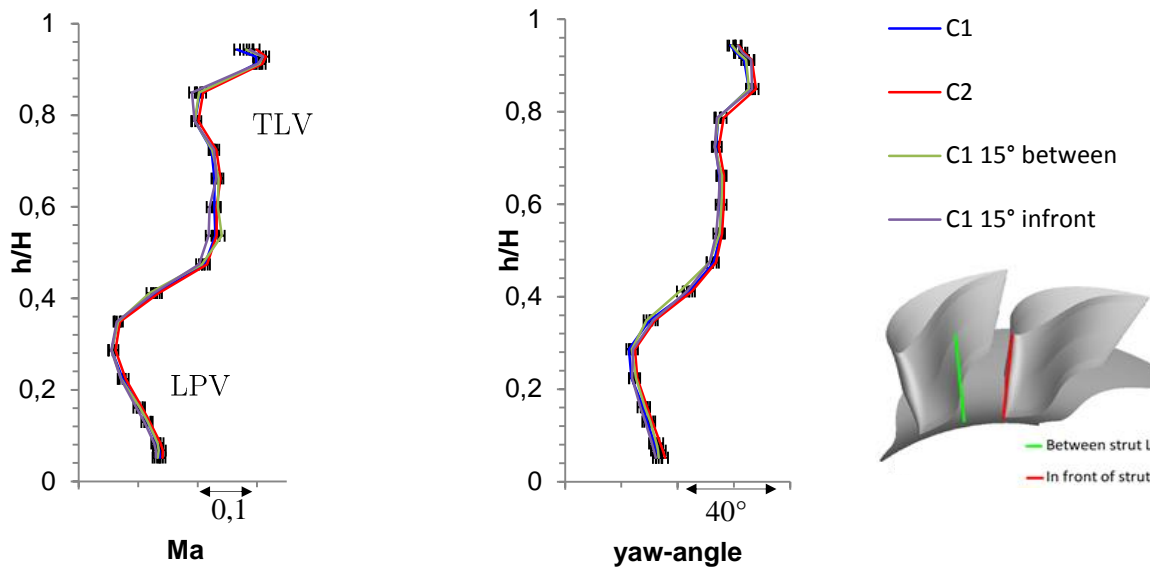


Abbildung 5.3: Vergleich der in Umfangsrichtung gemittelten radialen Verteilungen von Machzahl und Seitenwinkel in der Eintrittsebene der TMTFs gemessen mit der 5LS auf drei verschiedenen Arten

### 5.1.3 Paper 1

Faustmann, C. und Göttlich, E.

**“AERODYNAMICS AND ACOUSTICS OF TURNING MID  
TURBINE FRAMES IN A TWO SHAFT TEST TURBINE”**

Proceedings of ASME Turbo Expo. 2014, Düsseldorf, Germany, Paper-No.  
GT2014-25568



Proceedings of ASME Turbo Expo  
GT2014  
June 16-20, 2014 Düsseldorf, Germany

GT2014-25568

## AERODYNAMICS AND ACOUSTICS OF TURNING MID TURBINE FRAMES IN A TWO-SHAFT TEST TURBINE

**C. Faustmann**

Inst. f. Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics  
Graz University of Technology  
Graz, Austria

**E. Göttlich**

Inst. f. Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics  
Graz University of Technology  
Graz, Austria

### ABSTRACT

The paper deals with the investigation on the aerodynamics and the acoustics of two different turning mid turbine frames (TMTF) in the two-stage two-spool test turbine located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) of Graz University of Technology. The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage made of a turning mid turbine frame (TMTF) and a counter-rotating low pressure rotor.

The two TMTF setups have been investigated at engine like flow conditions. The first configuration consists of 16 highly 3D-shaped turning struts. The goal of the second design was to reduce the length of the TMTF by 10% without increasing the losses and providing comparable inflow to the LP turbine rotor. This was achieved by applying 3D-contoured endwalls at the hub.

To estimate the pressure loss over the duct aerodynamic measurements are performed at the inlet and the outlet of both turning mid turbine frames by using 5-hole probes (FHP) and total pressure rakes. The FHP-measurements at the inlet of the TMTF were performed in three different ways to obtain the influence of probe positioning and traversing on the results. While the 5-hole probe was traversed only in a sector the rakes were traversed over the full circumference. The comparison between the two turning mid turbine frame setups shows from an aerodynamic point of view that it is possible to reduce the engine weight by designing a 10% shorter TMTF with endwall contouring providing the same pressure loss and comparable inflow conditions for the LP turbine rotor.

Due to the fact that noise becomes more and more an issue additional acoustic measurements were carried out

downstream of the low pressure turbine. By comparing the two setups in terms of noise generation the propagating modes due to the HP turbine were found to be the same, while an increase of 10dB in amplitude of the modes related to the LP turbine was found in the 10% shorter setup. This is in good accordance with previous studies, where reducing the distance between stator and rotor increases the emitted sound.

### NOMENCLATURE

$\alpha_{mn}$	Complex factor
$A_{in}$	Area duct inlet
$A_{out}$	Area duct outlet
$A_{mn}^{\pm}$	Complex radial amplitudes
$B$	Number of Blades
$c$	Speed of sound
$c_{ax}$	Axial chord length
$\zeta_{pt}$	Total pressure loss coefficient
$f$	Frequency
$f_{mn}$	Modal shape factor
$h$	Channel height
$k$	Axial wave number
$m_{r,in}$	Reduced mass flow, stage inlet
$M_x$	Axial Mach number
$n_{r,in}$	Reduced rotational speed, stage inlet
$p$	Static pressure
$p_t$	Total pressure
$\rho$	Density
$r$	Inner radius
$R$	Outer radius
$Re$	Reynolds number
$t$	Time
$\varphi$	Circumferential coordinate
$\omega$	Rotor angular velocity

**Superscripts**

+	Downstream propagating modes
-	Upstream propagating modes
-	averaged value

**Subscripts**

C	Measurement plane C
E	Measurement plane E
m	Circumferential mode
n	Radial mode order

**Abbreviations**

ADP	Aerodynamic design point
BPF	Blade passing frequency
BPR	By-pass ratio
DREAM	Validation of Radical Engine Architecture Systems
FHP	Five-hole-probe
HP	High pressure
LP	Low pressure
PWL	Effective sound power level
TMTF	Turning Mid Turbine Frame
TTTF	Transonic Test Turbine Facility
IST	“Institute for Jet Propulsion and Turbomachinery”
RWTH	“Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen”

**INTRODUCTION**

Future aero engines are characterized by further reductions in weight, fuel burn, noise and operational costs. Therefore, the ACARE 2020 (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) targets demand a performance improvement in terms of fuel consumption (reduction by 50%) and  $\text{NO}_x$ -emissions (reduction by 80%) as well as a decrease of 10 dB effective perceived noise level. These requirements could be met by increasing the by-pass ratio (BPR). The increased BPR results in a larger radial offset between the HP-stage and the LP-stage and thus will make it more difficult to guide the flow from HP-turbine to the LP-turbine without flow separation.

In modern engines bulky struts are located within the transition duct in order to support the engine shaft bearings and to lead through service pipe lines. These wide chord vanes induce an obstacle for the fluid flowing towards the LP turbine causing higher losses in this part of the machine. Göttlich [1] published a review on the present state of the research on these components.

Among the different solutions aimed to shorten the transition duct, an integrated concept such as the turning mid turbine frame (TMTF) represents a remarkable example. A turning strut replaces the more conventional non-lifting strut and the LP-turbine inlet guide vane. Thus, a turning strut design allows for shortening of the downstream LP turbine resulting in an overall length reduction. Such

architectures have been studied in one-and-a-half stage (Marn et al. [2]) and two-stage (Santner et al. [3], Paradiso et al. [4], Spataro et al. [5; 6]) configurations in the Transonic Test Turbine Facility (TTTF) located at Graz University of Technology.

The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage using a turning mid turbine frame and a counter-rotating LP-rotor.

The operation of such intermediate duct setups showed that the LP rotor inlet flow is characterized by large structures such as wakes and secondary flows generated by the struts although 3D design of the blades and the endwalls was applied. On the one hand these structures are sources of pressure loss and cause a performance reduction of the rotor, while on the other hand they represent a potential source of vibration for the rotor blades.

Two different approaches of turning mid turbine frames providing adequate inflow conditions for the LPT were designed and experimentally investigated at TTTF (see also Figure 1):

- C1: Baseline TMTF is a state-of-the-art aggressive design with strongly 3D-shaped turning struts
- C2: 10% shorter TMTF than the baseline with non-axisymmetric endwall contouring at the hub

Both setups have been experimentally and numerically investigated by Santner et al. [3] and Wallin et al. [7] respectively, but there is no discussion of the consequences of the observed loss sources onto the overall pressure loss. To obtain the pressure loss over the two TMTF setups experimental investigations were performed by means of five-hole-probes (FHP) and total pressure rakes mounted up- and downstream of the TMTF. Additionally, the FHP-measurements at the inlet of the TMTF were performed in three different ways to obtain the influence of how the probe is mounted and traversed onto the final results.

Whenever, studies on the aerodynamics of parts of an engine were carried out, the acoustic behavior has to be also considered. Previous studies about the noise generation of two different TMTF setups were published by Faustmann et al. [8; 9; 10]. One of these setups was the baseline configuration (C1) mentioned above and the other was an embedded design. This means that additional splitter vanes were embedded between the lifting struts in order to reduce the secondary flows and to homogenize the rotor inflow. The modal decomposition and Fourier analysis of the unsteady flow field showed that the unsteadiness content measured in the acoustic field downstream of the two-spool rig is highly affected by the HP rotor, whose fluctuations are found not to decay through the low pressure turbine. The addition of the splitters in the turning mid turbine frame sensibly dumps the overall noise propagation by 5dB by acting as a cut-off filter for the HP rotor.

While the effect of putting splitters into the strut passage onto the emitted noise has already been discussed (Faustmann et al. [8]), there is no literature available how shortening the turning mid turbine frame between a HPT and a LPT influences the emitted noise. Kazin and Matta [11] performed experimental investigation in a three-stage highly loaded multi-stage turbine and demonstrated source noise reduction through opened blade row spacing, with minimal accompanying performance losses.

The aim of this paper is the identification of loss sources by means of FHP- and 360-deg-rake-measurements and to carry out the pressure loss over a baseline and a 10% shorter TMTF. These results are also used for the acoustic analysis, where the inclination of the wakes of the struts and a decreased blade row spacing in case of C2 affect noise generation at three different operating conditions.

## EXPERIMENTAL SETUP AND METHODOLOGY

### Facility

The Transonic Test Turbine Facility (TTTF) is a continuously operating two-stage cold-flow open-circuit plant, which consists of a transonic HPT stage and a counter-rotating LPT stage. This unique configuration allows the testing of rig inserts with a diameter up to 800 mm under engine-representative conditions. Both turbines are designed with overhung-type turbine shafts and additionally the LPT is mounted on an axially moveable frame. This allows easy disk assembly without dismantling the bearings and the simple rig modification between setups with transition duct and turning mid turbine frame designs of different axial lengths. The facility is driven by pressurized air delivered by a separate 3 MW compressor station. The shaft power of the HP turbine stage drives a three-stage radial brake compressor. This brake compressor delivers additional air mixed to the flow from the compressor station and increases the overall mass flow. The air temperature at turbine stage inlet can be adjusted by coolers between 40 °C to 185 °C. The maximum shaft speed of the HPT stage is limited to 11550 rpm. Depending on the stage characteristic a maximum coupling power of 2.8 MW at a total mass flow of 22 kg/s can be reached. The power of the LP turbine is absorbed by a waterbrake with a maximum power of 700 kW. Detailed information on the design and construction of the original single stage facility can be found in Erhard et al. [12], on the operation in Neumayer et al. [13]. For the design of the LP-stage together with the turning mid turbine frame see Hubinka et al. [14]. Hubinka et al. [15] show first results from the rig behavior, whereas Santner et al. [16] discuss the results of an experimental investigation of the flow at the duct inlet and exit as well as downstream of the LPT.

### Test Setups

The investigated test setups consist of a single-stage unshrouded transonic HP turbine, and an S-shaped turning mid turbine frame followed by a shrouded counter-rotating LP rotor. The incoming air flows at first through a transonic HP turbine with unshrouded rotor. Afterwards, the air is guided by turning struts towards the LP rotor with appropriate swirl angle. For the main blading parameters see Table 1. Both TMTF setups were designed for one operating point and investigated at four different operating conditions within the European project DREAM (validation for Radical Engine Architecture systems). In the present paper the aerodynamic measurements were performed at the nominal conditions, the aerodynamic design point (ADP). The general design intent was to shorten the LP-stage by replacing the more conventional non-lifting strut and the LP-turbine inlet guide vane with turning struts. This may lead to an overall length reduction.

Configuration 1 (C1) is the basic configuration and consists of 16 turning struts. It has a non-dimensional length of about 3.5 ( $L_{ax}/h_{in}$ ) and an area ratio of 2. C1 was designed using a quite complex three-dimensional design of the strut and keeping rotationally symmetric endwall contours. More details about the design process of the struts can be found in Hoeger et al. [17]. The struts have a maximum thickness to chord ratio of 22% at about 25% of the axial chord length to provide enough space for service lines like oil pipes and for load carrying structures. However, the TMTF vane was designed to operate at its loading limit which could lead to a flow separation on the suction-side-hub-corner. Due to costs and manufacturing purposes, no fillets were implemented between the endwalls and the struts.

**TABLE 1: BLADING PARAMETERS AND OPERATING CONDITIONS**

Blading parameters				
	HP vane	HP blade	Struts	LP blade
Vane/ blade no.	24	36	16	72
$h/c_{ax}$	1.15	1.37	0.53	2.94
$Re(10^6)$	2.38	1.1	1.86	0.46
Tip gap	-	unshrouded	-	shrouded
Operating conditions ADP				
	HP stage		LP stage	
$n_{r,in}[rpm/\sqrt{k}]$	524.4		195.3	
$m_{r,in}[kg/s \cdot \sqrt{k}/bar]$	81.2		214.6	
Stage $p_t$ ratio	3		1.3	
Power [kW]	1710		340	

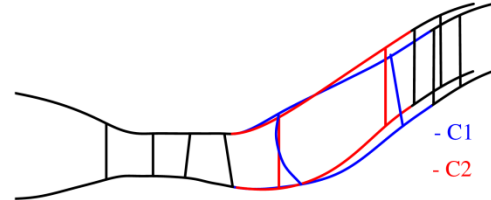
Two major goals were set for the aero-design of the second configuration (C2). The first goal was to make C2 more aggressive than the first configuration (C1). The second goal was to keep the LPT performance unchanged and to avoid increased pressure loss. It has to be mentioned that C2 is not an optimization of the baseline design. C2 consists of the same number of turning struts (16). Due to the fact that the same HP stage and LP rotor are applied for both setups the radial offset and the area ratio are identical but C2 was designed 10% shorter. It has a non-dimensional length of 3.1. At the hub region the axial distance between the trailing edge of the strut and the leading edge of the LP-turbine is kept the same as in C1, while the gap was shortened by about 20% at midspan and 50% at the casing, respectively. This can be seen in Figure 1, where the overall length is reduced. The vane design is stacked for minimum blockage and therefore, for minimum losses. The internal clearance of the vane and thus the possibility to lead through service lines is identical for both setups. To avoid additional losses and keep similar inflow conditions to the LP-turbine as the baseline configuration, non-axisymmetric endwall contouring was applied at the hub. The endwall contouring was performed using a parameterization based on orthogonal basis perturbation functions as described in Wallin [18]. The main parameters to match were the flow function (reduced mass flow) and the exit swirl angle of the TMTF. The parameters of the two TMTF designs are compared in Table 2.

On one hand the vane and blade count were chosen to have engine-like blade/vane ratios for the turbine components, while, on the other hand, to ease clocking effect studies (Paradiso et al. [4]) as well as rig modeling for CFD simulations. In fact, the spacial periodicity of the whole machine is  $90^\circ$  and this allows to significantly reduce the computational cost whenever unsteady calculations have to be performed to investigate the full component interactions (Wallin et al. [7]).

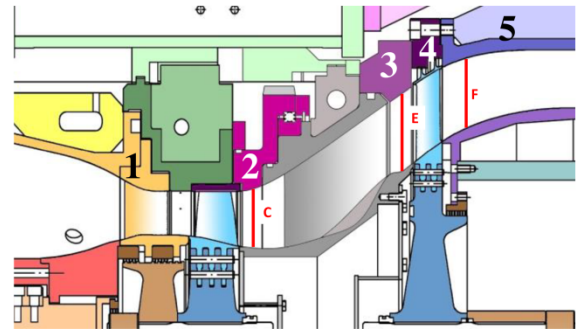
The HP vanes (see Figure 2 no.1) as well as the outer casing up- (see Figure 2 no.2) and downstream (see Figure 2 no.3, 4, 5) of the struts are fully rotatable in circumferential direction. This allows traversing circumferentially probes and microphones downstream of the low pressure turbine (see Figure 2 no.5).

**TABLE 2: COMPARISON OF THE PARAMETERS OF THE TWO TMTF DESIGNS**

		C1	C2
No. of vanes	[-]	16	16
Duct area ratio ( $A_{out}/A_{in}$ )	[-]	2	2
Duct non.dim. length ( $L_{ax}/h_{in}$ )	[-]	3.5	3.1



**FIGURE 1: MERIDIONAL SKETCH OF THE TEST SETUP WITH TMTF C1 (BLUE) AND C2 (RED)**



**FIGURE 2: CROSS SECTIONAL VIEW OF THE TEST SETUP WITH TMTF CONFIGURATION 2 INCLUDING THE POSITION OF MEASUREMENT PLANES (C, E AND F) WITH TRAVERSE GEAR IN PLANE C**

### Measurement Techniques and Locations

To evaluate the pressure loss (eq. 1) over the TMTF two different ways of measurements are available in the TTTF.

- I. Five-hole-probe
- II. Total pressure rakes

The total pressure loss coefficient is computed as:

$$\xi_{pt} = \frac{\overline{p_{tC}} - p_{tE}}{\overline{p_{tC}} - \overline{p_C}} \quad (1)$$

Full area traverses with five-hole-probes (IST, RWTH Aachen [19]) were performed downstream of the HP rotor at the inlet of the TMTF and downstream of the TMTF. The radial measurement positions were realized using a traverse gear capable to rotate the probe around the probe's shaft axis and move it in- and outwards. The circumferential movement will be described in more detail later on. Due to the strong slope of the duct endwalls downstream the turning struts, a probe with an inclined head of  $115^\circ$  relative to the probe shaft axis was used. The area traverses at the inlet were archived in three different ways to measure the influence of the potential field of the bulky struts on the one hand and on the other hand the effect of a real and



pseudo traverse in circumferential direction. Pseudo traverse means, fixing the probe in circumferential direction in plane C and rotate the HP vanes. To realize a real circumferential traverse of the FHP, the outer casing of the TMTF had to be made rotatable at the inlet. Therefore the TMTF outer casing passed a complete redesign process, while the geometry of the flow path was kept the same. The outer casing was split in a rotatable inlet section, where the FHP and the rakes are mounted, and a stationary part, where the struts are located in.

The influence of the potential effect of the bulky struts on the measurement results could be carried out by mounting the FHP one time in front of the leading edge of a strut, and next time between two leading edges while performing a pseudo traverse of 15 deg (HP vane pitch) each time, respectively.

The following list summarizes the different procedures:

- I. FHP is mounted in front of the strut's leading edge and fixed in circumferential direction. The HP stator is moved for area traverse.
- II. FHP is mounted between two strut's leading edges and fixed in circumferential direction. The HP stator is moved for area traverse.
- III. FHP performs a real traverse while the HP vanes are fixed.

The area traverse at the outlet of the TMTF is realized by mounting the FHP on the third rotatable sector (see Figure 2 no.3).

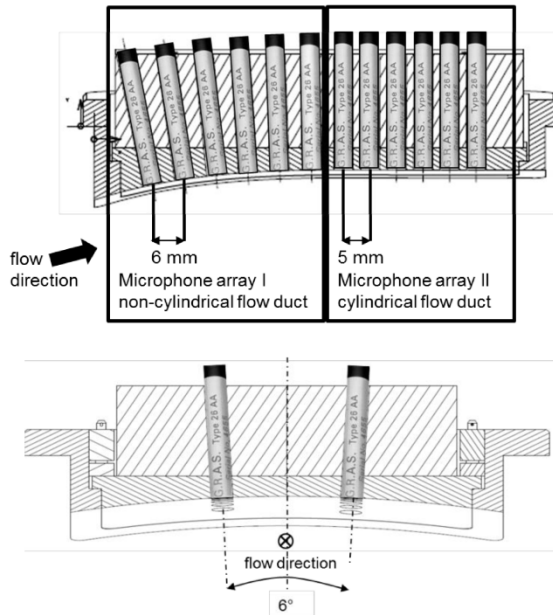
In addition to the area traverses of the FHP in a sector there are also total pressure rakes mounted in plane C and E. The rakes can be rotated 360 degrees to analyze the pressure loss over the different turning mid turbine frames. In particular the rakes are equipped with standard kiel-holes at each radial measurement position (VKI faculty [20]). Details of the rakes are depicted in Figure 3. The rake in plane C has five and in plane E ten radial measurement positions. Care was taken to have as many radial measurements in common with the 5HP measurement grid. Besides, the kiel-holes are aligned to the flow due to strong yaw- and pitch-angle variations. Traversing over 360° in both planes is realized by the already mentioned rotatable inlet section of the TMTF (plane C) and the third rotatable sector at the exit of the TMTF in plane E (see Figure 2 no. 3, 4, 5). Big advantages of this measurement technique are the low costs for manufacturing total pressure rakes and the measurement time, which is at least two times lower than in case of the FHP measurements. This makes it possible to get the total pressure loss during one test run, while traversing the rakes over 360 degrees at the same time in the same direction. That is important, because an upstream rake disturbs the measurement result of a downstream mounted rake rotated in the opposite direction. Therefore, the total pressure rakes in plane C and E are mounted at different circumferential positions.



**FIGURE 3: TOTAL PRESSURE RAKE PLANE C WITH TWO KIEL HOLES ALIGNED TO THE FLOW AT THE HUB OF THE INLET OF THE TMTF**

The microphone array, which was used to instrument the rig, consists of 24 microphones type GRAS 40DB. This type of microphone is a ¼-inch prepolarized pressure microphone with a dynamic range upper limit of 170 dB and a linear frequency response from 10 Hz to 25 kHz ( $\pm 1$  dB).

The preamplifier type 26AC has a very low inherent noise level as well as a dynamic range and a frequency response from below 2 Hz to 200 kHz ( $\pm 0.2$  dB). Pressure microphones have a so called sphere characteristic, which means, that the measured intensity of every sound wave is independent from the angle of impingement on the diaphragm. There are two ways of mounting the microphones for acoustic investigations in flow ducts, either mount as microphone rake in the flow (Enghardt et al. [21]), or with flush mounted microphones on the wall (Moser et al. [22]). The microphone array was designed by the Department of Engine Acoustics of the DLR Institute of Propulsion Technology according to the guidelines described in Tapken and Enghardt [23]. The challenge was to optimize the microphone arrangement with regard to the limited installation space and the frequency range of interest. In total 25 microphones are used, one as a reference microphone at the hub, which is fixed, and 24 microphones staggered and flush mounted at the outer casing downstream of the LP turbine, which are fully circumferentially movable. The angular spacing between the microphones is 6° and can be seen in Figure 4. The first 12 microphones are placed in the non-cylindrical part of the flow duct with an axial displacement of 6 mm with respect to the center of the diaphragm. The acoustic measurement data out of this region will be used in the future in combination with an advanced mode analysis technique extended to non-cylindrical ducts. For the moment, since the established acoustic post processing tools are developed for flows in cylindrical ducts (e.g. Enghardt et al. [21], Moser et al. [22], Taddei et al. [24] and Tapken et al. [23]), it was important to maximize the number of the microphones in the straight part of the measurement section (Figure 4). The results presented in this paper are taken from this downstream located microphone array II. Outcome of the optimization procedure was an axial microphone interspace of 5 mm (see Figure 4).



**FIGURE 4: MERIDIONAL AND AXIS-ORTHOGONAL VIEWS OF MICROPHONE ARRAY I AND II**

### Operating Conditions

Table 1 also displays the main parameters of the aerodynamic design point. Similar operating conditions for both TMTF setups were obtained by keeping the HP stage pressure ratio, the inlet temperature, the reduced massflow and the reduced speeds of the turbines constant. The HP vanes are operating under choked conditions. The absolute Mach number at the inlet of the turning mid turbine frame with a value of about 0.5 is representative for duct inlet conditions of modern jet engines with a single stage HP turbine at cruise operating point.

Table 3 contains the main parameters of the three different operating conditions (approach, cutback and sideline) for the acoustic measurements.

**TABLE 3: OPERATING CONDITIONS FOR THE ACOUSTIC MEASUREMENTS**

	Operating conditions (acoustics)		
	Approach	Cutback	Sideline
$BPF_{HP}$ [kHz]	6.34	6.68	6.69
$BPF_{LP}$ [kHz]	3.24	3.77	4.26
Stage $p_t$ ratio HPT/ LPT	2.83/ 1.23	2.95/ 1.27	2.95/ 1.28
Power [MW] HPT/ LPT	1.26/ 0.22	1.44/ 0.28	1.44/ 0.3

### Data Acquisition

The measurement system includes 15 multi-channel pressure transducers PSI 9016 with a total amount of 240 channels and an accuracy of 0.05% full scale and four National Instruments Field Point FP-TC-120 eight-channel thermocouple input modules and one FP-RTD-122 resistance thermometer input module. Table 4 shows the measurement uncertainties of the FHP measurements. These values contain the error due to the approximation and the random error of the PSI Modules.

**TABLE 4: MEASUREMENT UNCERTAINTIES FOR THE FIVE HOLE PROBE**

	Unit	Value +	Value -
<i>Mach number</i> $Ma$	[-]	0.005	-0.004
<i>Yaw angle</i> $\alpha$	[deg]	0.3	-0.3
<i>Pitch angle</i> $\gamma$	[deg]	0.5	-0.4
<i>Total pressure</i> $p_t$	[mbar]	3	-3
<i>Static pressure</i> $p$	[mbar]	5.4	-5.1
<i>Total temperature</i> $T_t$	[K]	0.6	-0.5
<i>Static temperature</i> $T$	[K]	0.7	-0.8

For the data acquisition of the acoustic measurements National Instruments equipment is used. The sampling frequency is 60 kHz. The post processing is done up to a frequency of 15 kHz. 26 of 32 channels are allocated to the 24 microphones plus 1 reference microphone as well as the HP- and the LP-trigger. The trigger signal was used to reconstruct the unsteady sound field by the rotor phases. The microphone array is traversed in steps of  $2^\circ$ . The signal from every channel is simultaneously acquired and stored. The data acquisition period is 20 seconds per measurement point. It corresponds to more than 1000 revolutions of the LP turbine and more than 3500 of the HP turbine. In total 180 measurement positions are recorded in one and a half hours. During this time the operating condition is maintained perfectly stable (e.g. rotational speed of the LP-turbine varies  $\pm 0.1\%$ )

### ACOUSTICAL ANALYSIS

In the present paper the acoustic analysis consists of four constitutive main parts, namely:

- Phase Averaging and Adaptive Resampling
- Fast Fourier Transformation
- Azimuthal Mode Analysis
- Radial Mode Analysis

which will be described in the following sections. Since the two rotors of the test rig are counter-rotating and their rotational speeds are uncorrelated, the acoustic field,

relating to the HP-rotor and the LP-rotor, respectively, is analyzed separately. Therefore, phase averaging (Sharma et al. [25]; Suder et al. [26]; Hussain and Reynolds [27]) and adaptive resampling (Lengani et al. [28]) are performed on the measured sound pressure. After a classical Fast Fourier Transformation (FFT) determining the harmonic frequencies induced by each rotor, the processed sound pressure can be described in terms of acoustical modes propagating along the duct at a specific frequency. These modes are able to propagate in circumferential direction (detected by the Azimuthal Mode Analysis Enghardt et al. [29]; Sijtsma and Zillmann [30], as well as in radial direction (detected by the Radial Mode Analysis Tapken and Enghardt [23], Sutliff [31]) depending on the cut-on frequency.

### Phase Averaging and Adaptive Resampling

In order to determine the acoustic effects induced by each rotor separately, a phase locked averaging based on the phase of one of the two rotors is done. Every revolution detected by the shaft encoders (e.g. Sharma et al. [25]; Suder et al. [26]) is split up to a fixed number of samples, thereby correcting the small speed variations of the two turbine shafts (Lengani et al. [28]). The average of the samples at the same phase form the phase averaged values. Depending on the used trigger, the fluctuations of the flow quantities induced by the other rotor are then completely removed.

### Radial Mode Analysis

Sound pressure fluctuations at any circumferential position can be described as a sum of harmonics, represented by a Fourier series. For a cylindrical or annular duct solving the linearized wave equation lead to the space and time dependent sound pressure, which can be described in terms of acoustical modes, represented by following expression (Munjaj [32]):

$$\begin{aligned}
 p(x, r, \varphi, t) &= \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} \\
 &+ A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\varphi} e^{-i\omega t}
 \end{aligned} \quad (2)$$

where  $A_{mn}^+$  and  $A_{mn}^-$  are the complex radial amplitudes,  $k_{mn}^+$  and  $k_{mn}^-$  the axial wave numbers, downstream and upstream, respectively,  $m$  is the azimuthal mode order,  $n$  is the radial mode order,  $\omega$  is the angular frequency and  $R$  is the outer radius of the duct. The modal shape factor  $f_{mn}$ , depending on the hub-to-tip ratio  $\frac{r}{R}$  and the eigenvalues  $\sigma_{mn}$  of the specific geometry, represents the solution of the Bessel differential equation, describing the radial acoustic field considering hard wall boundary conditions (Tapken and Enghardt [23], Sutliff [31]).

For determining the radial mode amplitudes, equation (2) can be transformed to a linear matrix equation system  $\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn}$  (Tapken and Enghardt [23]), where  $\mathbf{A}_m$

defines the complex azimuthal mode amplitudes at a specific frequency for each azimuthal mode order  $m$  (Sijtsma and Zillmann [30]). Since this system leads to a highly overdetermined inverse problem, a least-mean-squares fit algorithm is used to compute the radial mode amplitudes  $A_{mn}$  (Paige and Saunder [33]).

Considering the energy carried by each individual mode in a hard walled duct, the effective sound power with reference to the cross-section area of the duct can be determined according to Morfey [34]:

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{\rho c (1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (3)$$

where the complex factor  $\alpha_{mn}$  contains the definition of the cut-on frequency (Tapken and Enghardt [23]). Hence, for propagation of the individual mode combination  $(m, n)$  along the duct  $\alpha_{mn}$  has to be real. Given that, the sound power is then transported in axial direction only.

## RESULTS AND DISCUSSION

Firstly, this part of the paper shows how the way of traversing a FHP at the inlet plane of the TMTF (plane C) influences the measurement results. Then the comparison of the baseline design and the 10% shorter second design with endwall contouring at the hub is discussed in terms of pressure loss (plane C to plane E) and noise generation.

### Pseudo vs. Real Traverse at the TMTF Inlet (Plane C)

To determine the main flow features emanating from the HPT stage, investigations by means of FHP were performed. As already mentioned there were three ways of how the probe was mounted and full area traverses were achieved. The probe was fixed in circumferential direction between and in front of strut leading edges and the HP vanes have been moved over one HP vane pitch. Though, the measurements could provide information about the absolute upstream influence of the potential field of the downstream struts. Therefore, these measurements are gained by pseudo traversing. In the following it is clarified which measurement method is closer to the real traverse. The real full area traverse was obtained by moving the FHP in radial as well as in circumferential direction over 30 degrees.

In Figure 5 the circumferentially averaged radial distribution of the Mach number, the static pressures as well as the yaw angle at the inlet of C1 and C2 are depicted over the relative channel height. It reveals that the radial distributions are very similar for all measurements. The Mach number distribution differs slightly for the case when the probe is mounted in front of the strut's leading edge. There, lower values are found in the Mach number distribution between 45% and 65% span as displayed in Figure 5 on the left. It is assumed that this is the influence of the potential field of the strut's leading edge, because the

FHP is at its closest position to the leading edge between 45% and 65% relative channel height. The static pressure also increases when having the FHP mounted in front of the leading edge (see Figure 5 on the right). Having a closer look at the Mach number distribution of the pseudo traverse with the FHP mounted between two strut leading edges and the real traverse the two lines match quite well over the full channel height. The same results can be observed in the time averaged Mach number contour plots of the different area traverses in Figure 6 .

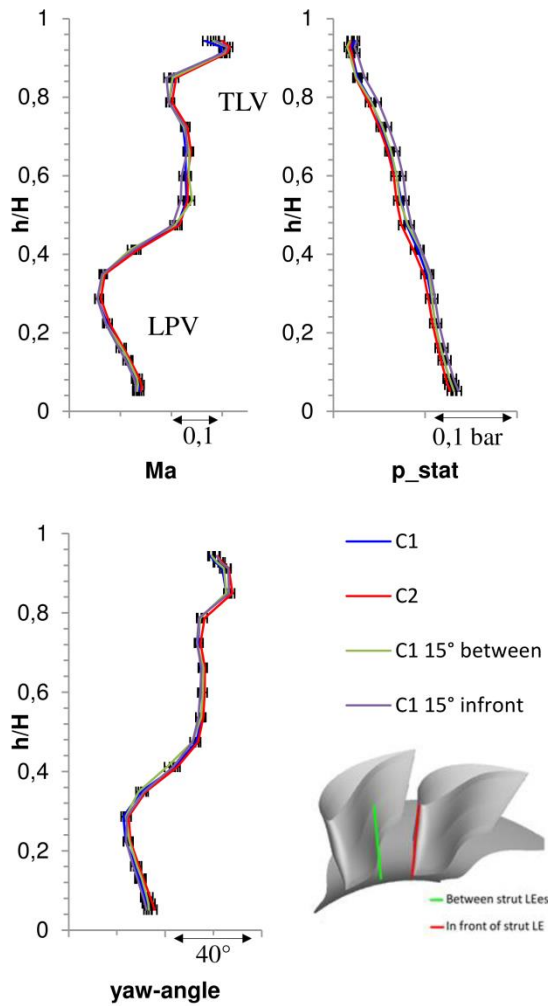


FIGURE 5: COMPARISON OF THE CIRCUMFERENTIALLY AVERAGED RADIAL DISTRIBUTIONS OF MACH NUMBER, STATIC PRESSURE AS WELL AS THE YAW ANGLE AT TMTF INLET

This leads to the conclusion that whenever a pseudo traverse can only be realized instead of a real traverse due to the rig design, the FHP should be mounted between the strut leading edges in order to gain satisfactory results. However, all distributions indicate a similar trend and due to the overall agreement of the inlet flow for both setups further discussion on the flow phenomena entering the TMTF will be only based on the baseline configuration.

**TMTF Inlet (Plane C)**

The static pressure distribution (Figure 5) shows the typical positive pressure gradient from casing to hub due to the presence of the first radially outward bend of the duct. The radial distribution of the yaw-angle depicted in Figure 5 shows variations of about 40 degrees over the channel height. This requires a distinct 3D design of the following TMTF strut in order to avoid or at least to reduce wrong incidence angles at the leading edge and to reduce the resulting secondary flow effects. Due to the tip gap of the shroudless HPT, less energy is extracted close to the casing, which leads to an unloading of the rotor. The flow is nearly

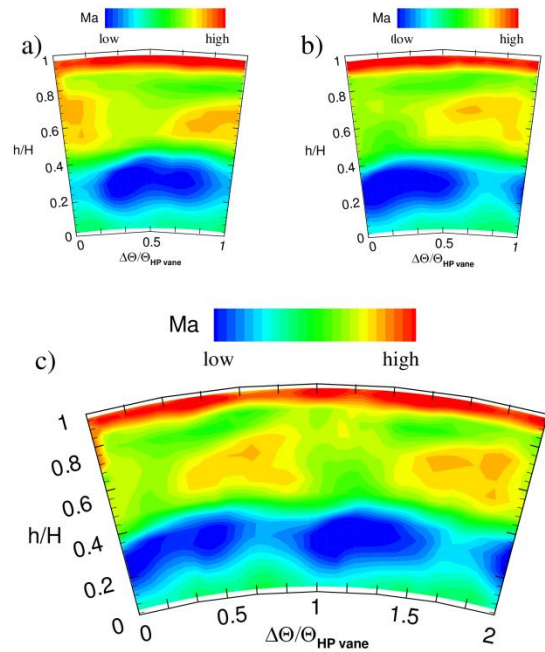


FIGURE 6: TIME-AVERAGED CONTOUR PLOTS OF THE ABSOLUTE MACH NUMBER, BETWEEN (A), IN FRONT (B), REAL TRAVERSE (C), AT TMTF INLET PLANE VIEWED FROM DOWNSTREAM

axial in the time-mean, whereas in the lower part of the channel the flow has a strong negative turning of up to -36 degrees. Furthermore, the Mach number is strongly varying over the height, with its highest values at the casing because of the tip gap flow. In both, the Mach number and the yaw angle distribution, two minima can be identified which are mainly the results of the lower passage vortex (LPV) and the tip leakage vortex (TLV). The effects of the upstream HP vanes can be seen as circumferential variations in the time-averaged results of Fig. 6.

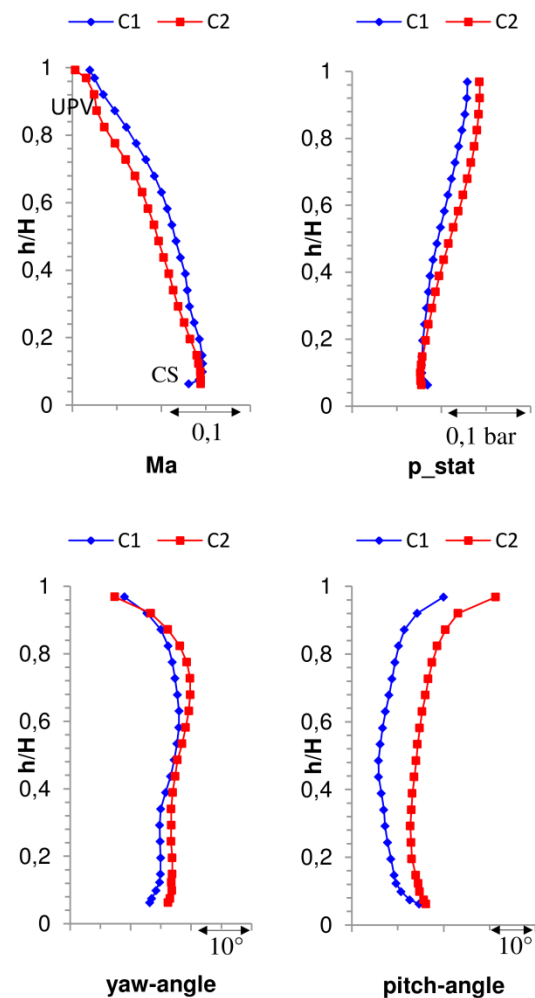
**TMTF Exit Flow (Plane E)**

This part of the paper presents the FHP results obtained in plane E downstream of the turning struts in front of the LP turbine rotor. To be able to compare the values in both setups the position of this plane was kept the same relative to the LPT leading edge. As already mentioned the design intent of both TMTF setups was to provide comparable inflow conditions to the following LP turbine rotor while reaching the pressure loss level of the baseline configuration.

Figure 7 shows the radial distribution of the Mach number, static pressure, yaw and pitch angle in plane E. One main difference in the Mach number plot is the lower Mach number region at the hub, which can only be found in the first configuration. This is due to the corner separation (see Figure 12 on the left side white dotted circle) between the strut SS and the hub endwall which results in a small vortex downstream of the strut in this area. The region of lower Mach number can also be found in the contour plot marked with CS (Figure 8 top). In the Mach number contour plot for C2 (Figure 8 bottom), close to the casing and on the strut SS, a larger region of low Mach number due to the upper passage vortex can be found. In case of the baseline design this lower Mach number region cannot be considered as a classical upper passage vortex but more as a casing shed vortex (CSV) rotating in counter-clockwise direction (see Santner et al. [3]).

For an easier readability secondary velocity vectors obtained from the FHP measurements are not shown in Figure 8. However, the FHP results reveal the existence of a passage vortex (PV) rotating in the clockwise direction which extends nearly over the full strut passage of the TMTF for both setups. In configuration C2 close to the hub endwall a lower shed vortex can be identified but rather small compared to the vortex due to the corner separation in the baseline design. It can be concluded that corner separation was effectively avoided with the help of endwall contouring (see Figure 12 on the right side). The wake can be identified as the band of low Mach number in Figure 8 for both setups and weaker, more skewed and also wider for C1 compared to the C2. The wake of C1 appears due to the meridional sweep of the strut trailing edge more inclined and due to the longer distance more mixed out in the measurement plane compared to C2.

The same characteristic of the wakes can be found in the total pressure distribution over 360 degrees (see Figure 11) obtained from rake measurements. Additionally the measurements verify the homogeneity of the periodical wake structures and show that it is sufficient to measure over a strut passage for example by means of FHP to catch all the flow phenomena. With the other 360 degrees total pressure rake measurements (not depicted) at the TMTF inlet plane it is possible to compute the pressure loss for the different TMTF setups, which will be discussed in the following part of the paper.



**FIGURE 7: CIRCUMFERENTIALLY AVERAGED FHP RESULTS DOWNSTREAM OF BOTH TMTF SETUPS**

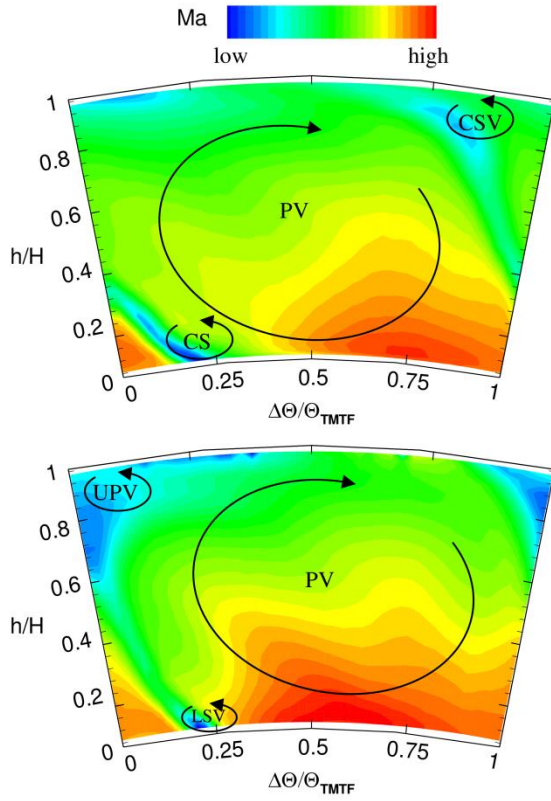


FIGURE 8: CONTOUR PLOT OF THE MACH NUMBER DOWNSTREAM OF TMTF C1 (TOP) AND C2 (BOTTOM) IN PLANE E

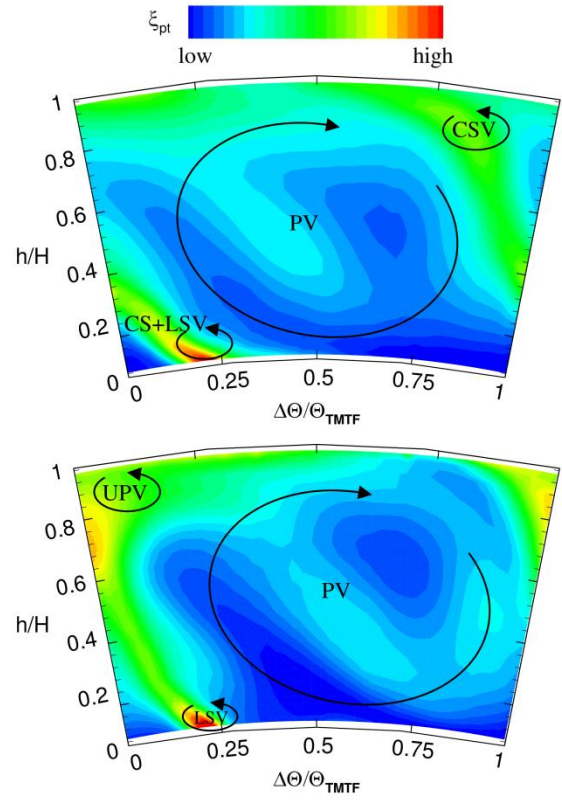


FIGURE 10: TOTAL PRESSURE LOSS AT TMTF EXIT (PLANE E) OF C1 (TOP) AND C2 (BOTTOM) USING CONTOUR PLOTS VIEWED FROM THE DOWNSTREAM DIRECTION

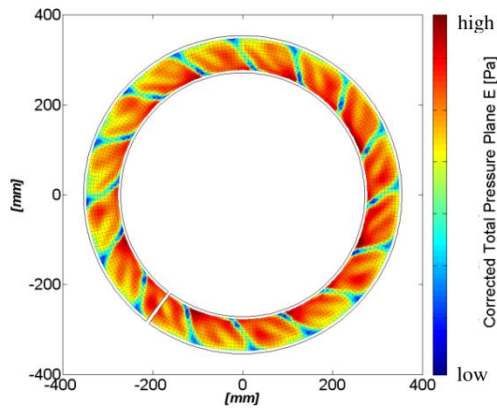


FIGURE 9: TOTAL PRESSURE OBTAINED FROM 360 DEGREES RAKE MEASUREMENT IN PLANE E TMTF C1

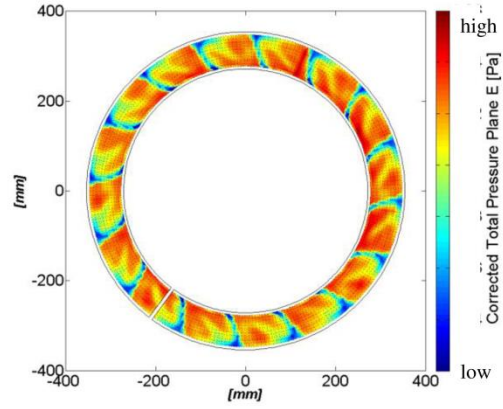
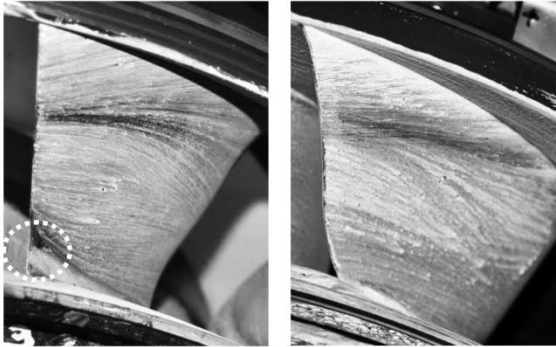


FIGURE 11: TOTAL PRESSURE OBTAINED FROM 360 DEGREES RAKE MEASUREMENTS IN PLANE E TMTF C2



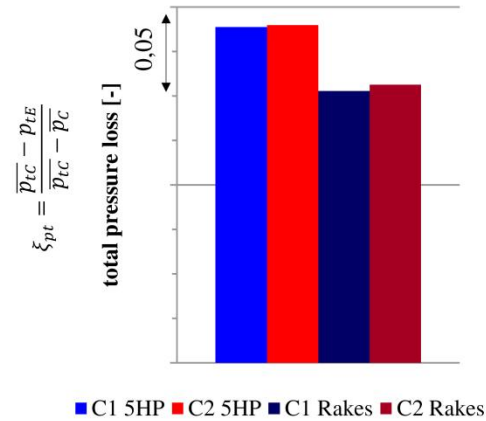
**FIGURE 12: CORNER SEPARATION (WHITE DOTTED CIRCLE) ON THE TMTF C1 (LEFT) AT THE STRUT SS NEXT TO THE HUB ENDWALL BY MEANS OF OIL FLOW VISUALIZATION (VIEWED FROM DOWNSTREAM); NO CORNER SEPERATION TMTF C2 (RIGHT)**

#### Pressure Loss over the TMTF Setups (Plane C to E)

When looking at the contour plots (Figure 10) of both setups, where the total pressure loss is depicted, the predominant source of loss production can be identified as the wake of the turning struts. The lower shed vortex (LSV) generates a high but rather small loss core but the baseline design generates more loss close to the hub because of the corner separation (CS+LSV) interacting with the lower shed vortex (Figure 10 top). On the other hand the upper passage vortex (UPV) and its interaction with the wake produce a large region of total pressure loss (see Figure 10 bottom). Similar to the baseline case the vortical structures emanated from the HP stage and the ones generated within the strut passage contribute to the losses as well. Therefore, in this region (PV) the loss production is quite similar for both setups. Hence, the measurement results approve that also the boundary condition no increase in loss level for the 10% shorter TMTF (C2) setup is achieved. This can be also seen in Figure 13. Besides, there are the results of the rake measurements over 360 degrees depicted, which show the same trend like the FHP measurements. But it seems due to the coarser measurement grid, the rakes did not catch every single loss source like the FHP does. Recently, Schneider et al. [35] demonstrated possible changes in turbine efficiency due to the radial and circumferential grid resolution.

#### Emitted Sound Power of the TMTF Setups

This part of the paper presents the investigation of noise generation and propagation for the baseline TMTF C1 as well as for the 10% shorter TMTF C2. Detailed results about the frequency spectra, the azimuthal mode analysis and the radial mode analysis can be found in Faustmann et al. [10]. Faustmann et. al [10] also discuss in detail, which azimuthal and radial modes are propagating or decaying

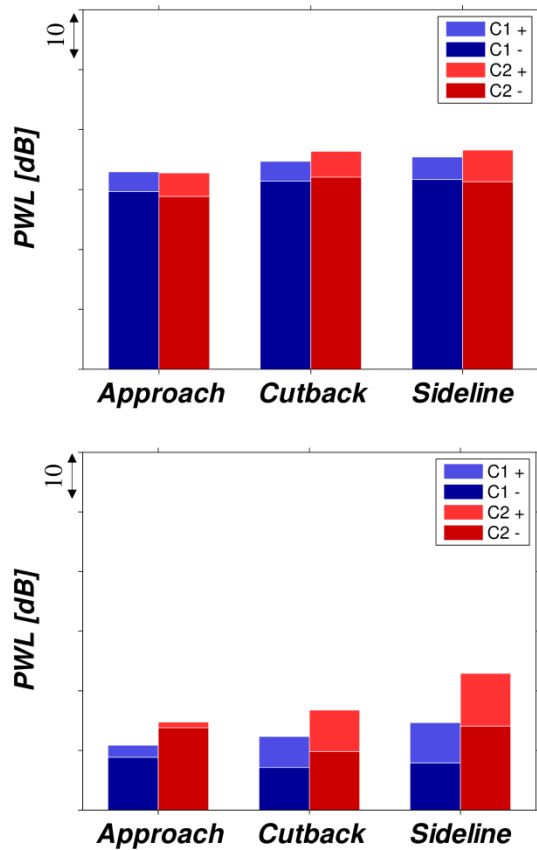


**FIGURE 13: COMPARISON OF TOTAL PRESSURE LOSS BETWEEN TMTF SETUP C1 AND C2 FOR 5HP (LEFT) AND RAKES (RIGHT)**

within the duct. In this paper the main results will be concluded and also linked to the aerodynamic results described before. Additional information can be found in the Annex A.

The microphone array measurements were performed at three different operating points, called approach, cutback and sideline for both TMTF setups. Figure 14 considers the sound power carried by all radial modes  $n$  of all azimuthal mode orders  $m$  in (“+”) and against (“-“) flow direction within the cut-on range in a hard walled duct after radial mode analysis. When looking at the sum of the interaction tones of the HP vanes-HP blades with the different TMTF setups the effective sound power level is in each operating condition very similar for both configurations (Figure 14). A slight increase of PWL from Approach to Sideline seems to be due to the higher amount of mass flow and thus higher rotational speed with a stronger shock system emanating from the HP stage and traveling through the duct.

A different trend is observed at the bottom of Figure 14, where the effective sound power level after the radial mode analysis of the LP stage is depicted for the three different operating points. On the one hand there is a strong influence on the PWL on the operating condition and on the other hand on the TMTF setup. The emitted sound power for both setups seems to be increased with the operating point due to higher mass flow and rotational speed and thus stronger interactions between stator and rotor as well as higher airfoil self-noise.



**FIGURE 14: COMPARISON OF THE EFFECTIVE SOUND POWER AFTER RADIAL MODE ANALYSIS TRIGGERING WITH THE HPT (TOP) AND THE LP (BOTTOM) FOR DIFFERENT TMTF SETUPS C1 AND C2 AT THREE OPERATING CONDITIONS**

Whereas the sound power level at the blade passing frequency of the HP rotor was almost the same for both setups, this is no longer true for the PWL at the BPF of the LP rotor. Depending on the TMTF setup there is a strong influence on the PWL especially at the operating point sideline. The difference of almost 10dB is due to the different flow characteristic downstream of the struts of the second configuration. The reduced axial distance between the trailing edge of the struts of C2 and the leading edge of the following LP rotor reduces the time/distance of mixing out the wake with the mean flow leading to a more inhomogeneous inflow to the LP blade. Shorten the axial distance between trailing and leading edge cause higher emitted noise. In Addition, the less inclined wakes of C2 (Figure 11) seem to lead to a simultaneous impingement of the wake over a larger portion of the LP-rotor blade span. In

case of the baseline design this interaction is weaker due to a continuous sweeping of the rotor leading edges through the tilted wakes. This is also an advantage in terms of aero elasticity, because the excitation of the following LP blades is assumed to be lower for the baseline TMTF.

## CONCLUSIONS

Two different TMTF setups have been investigated by means of 5-hole-probe, total pressure rakes and microphones at engine like flow conditions in a two-shaft two-stage transonic test turbine. For the baseline configuration a 3D design approach of the turning strut was chosen. The second design was 10% shorter with 3D endwall contouring applied at the hub.

The aerodynamic measurements (FHP, rakes) demonstrated that it is possible to design a 10% shorter and thus more aggressive turning mid turbine frame with the same pressure loss as for the baseline configuration. Therefore the reduced length lowers the fuel burn by a decreased total weight of the engine. It can be concluded that there is still potential for significant improvements of the overall engine efficiency by optimizing static parts such as the mid turbine frame.

Furthermore, it is sufficient to perform only a so called pseudo traverse with a FHP downstream the HP stage in front of an intermediate turbine duct instead of a real circumferential traverse of the probe in order to decrease the effort and costs for instrumentation and rig operation. Within a pseudo traverse the probe is fixed circumferentially and the HP stator is moved in circumferential direction over a much smaller distance to get a relevant area traverse. Placing the FHP in the middle between two struts the results are very close to the results of the real circumferential traverse and therefore representative for further evaluations. Whenever, the stator at the inlet is anyway designed to be able to move circumferentially this technique can be used to perform a pseudo traverse and thus expensive additional rotatable casings parts further downstream may be avoided.

Besides the aerodynamic, acoustic measurements were carried out for both TMTF setups at different operating conditions; approach, cutback and sideline. It is assumed that the almost 10dB higher emitted sound power level of the 10% shorter TMTF at sideline is due to the less inclined wakes of the struts as well as the shorter distance for mixing out the wakes with the mean flow coming from the strut passage. The more pronounced wakes impinge stronger on the following LP blades and may excite them in a stronger way than in the baseline configuration. Therefore, not only the aerodynamic performance has to be taken into account during an optimization process. Moreover, a holistic approach including also new tools for noise and vibration considerations is necessary for the designer of future high efficient aero engines.



## ACKNOWLEDGMENTS

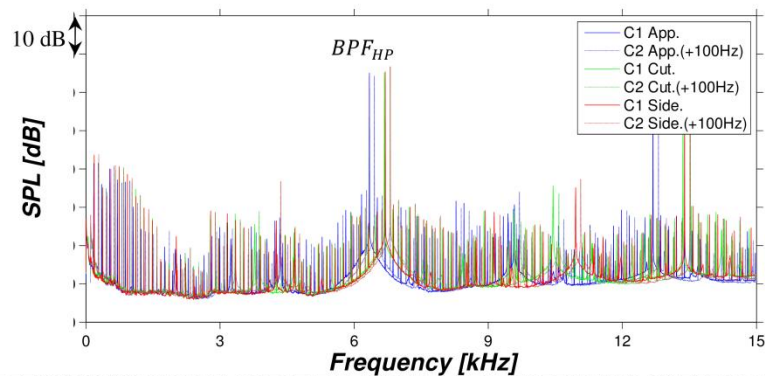
The authors would like to thank H.P. Pirker as well as MTU Aero Engines, GKN Aerospace (former Volvo Aero) and Ulf Tapken from the DLR Institute of Propulsion Technology, Engine Acoustic Department,.

## REFERENCES

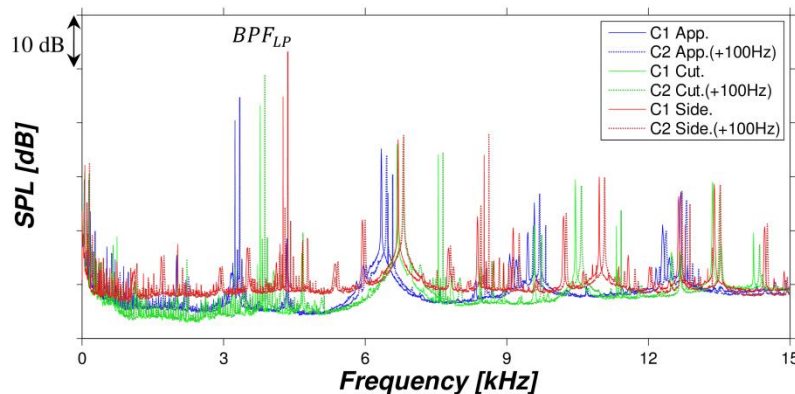
- [1]. **Göttlich, E.** Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*. 2011, 47, pp. 249-279.
- [2]. **Marn, A., Göttlich, E., Cadrecha, D., Pirker, H. P.** "Shorten the intermediate turbine duct length by applying an integrated concept". *ASME Journal of Turbomachinery*. 131 (4), 2009, pp. 1-10.
- [3]. **Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Hoeger, M., Hubinka, J., Göttlich, E.** "Evolution of the flow through a turning mid turbine frame applied between a transonic HP-Turbine stage and a counter-rotating LP-Turbine". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [4]. **Paradiso, B., Santner, C., Hubinka, J., Göttlich, E., Hoeger, M.** "Turning mid turbine Frame behavior for different HP turbine outflow conditions". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2011, Paper-No. GT2011-46502.
- [5]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.** Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part I: Design and steady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95279.
- [6]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.,** Development of a turning mid turbine frame with embedded desing - Part II: Unsteady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95280.
- [7]. **Wallin, F., Ore, S., Göttlich, E., Santner, C.** "Aero-Design and validation of a turning mid turbine frame". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1713.
- [8]. **Faustmann, C., Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heimeir, F.** "Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-95698.
- [9]. **Faustmann, C., Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A.** "The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine". *submitted at 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2014, Paper-No. 2014-0000.
- [10]. **Faustmann, C., Zerobin, S., Marn, A., Broszat, D., Göttlich, E.** "Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine". *submitted at 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2014, Paper-No. 2014-0000.
- [11]. **Kazin, S., B. and Matta R., K.** "Turbine Noise Generation, Reduction and Prediction". *AIAA 2nd Aero-Acoustics Conference*. 1975, Paper-No. 75-449.
- [12]. **Erhard, G., Gehrler, A.** "Design and construction of a transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2001, Paper-No. GT2000-480.
- [13]. **Neumayer F., Kulhanek, G., Pirker, H. P., Jericha, H., Seyr, A., Sanz, W.,** "Operational behavior of a complex transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2000, Paper-No. GT2000-489.
- [14]. **Hubinka, J., Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Göttlich, E., Heitmeir, F.** Design and construction of a two shaft test turbine for investigation of mid turbine frame flows. *ISABE*. 2009, Papper-No. ISABE-2009-1293.
- [15]. **Hubinka, J., Paradiso, B., Santner, C., Göttlich, E., Heitmeir, F.** "Design and Operation of a two spool high pressure test turbine facility". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [16]. **Santner, C., Göttlich, E., Wallin, F., Hoeger, M.** "Experimental Investigation of turbine mid turbine frame designs". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1710.
- [17]. **Hoeger, M., Malzacher, F., Nagel, M.** "Turbo Engine". *Weltorganisation für geistiges Eigentum*. 2010, WO 2010/063271 A2.
- [18]. **Wallin, F.** „Flow Control and Shape Optimization of Intermediate Turbine Duct for. *PhD thesis, Gothenburg, Sweden, Chalmers University of Technology*. 2008.
- [19]. **IST, RWTH Aachen.** <http://www.ist.rwth-aachen.de/typo3/index.php?id=378>. 2013.
- [20]. **Measurement techniques in fluid dynamics - An Introduction.** 3rd revised edition. s.l. : VKI faculty, 2009.
- [21]. **Enghardt L., Tapken, U., Neise, W., Kennepohl F., Heinig K.** "Turbine blade/vane interaction noise: acoustic mode analysis using in-duct sensor rakes". *7th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2001.
- [22]. **Moser, M., Tapken, U., Enghardt, L., Neuhaus, L.** "An Investigation of LP-Turbine blade/-vane interaction noise: Measurements in a 1.5 stage rig". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. September 1, 2009, Vol. 223 no. 6, 687-695.
- [23]. **Tapken, U., Enghardt, L.** "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts". *12th AIAA/CAES Aeroacoustics Conference*. 2006.
- [24]. **Taddei, F., De Lucia, M., Cinelli, C., Schipani, C.** "Experimental investigation of low pressure turbine noise: radial mode analysis for swirling flows. *ISUAAAT12*. 2009, Paper-No. I12-S4-4.
- [25]. **Sharma, O. P., Butler, T. L., Joslyn, H., D., Dring, R., P.** "Three-dimensional unsteady flow in an axial flow turbine". *AIAA J. Propul. Power*. 1 (1), 1985, pp. 29-38.
- [26]. **Suder K.L., Hathaway M.D., Okiishi T.H., Strazisar A.J., Adamczyk J.J.** "Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1-measurement and analysis technique". *NASA Tech. Memorand.* 88945. 1987.

- [27]. **Hussain, A., Reynolds, W.** "The mechanics of an organized wave in turbulent shear flow". *Journal of Fluid Mechanics*. 41, 1970, 241-258.
- [28]. **Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Göttlich, E.** "Analysis tools for unsteady interactions in a counter-rotating two-spool turbine rig". *Experimental thermal fluid Science*. 42, 2012, 248-257.
- [29]. **Enghardt, L., Zhang, Y., Neise, W.** "Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique using Wall-Flush Mounted Sensors". *Journal of The Acoustical Society of America*. 1999, Vol. 105, 2.
- [30]. **Sijtsma, P., Zillmann, J.** "In-duct and farfield mode detection techniques". *Proceedings of 13th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2007, Paper-No. 2007-3439.
- [31]. **Sutliff, D. L.** "Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System". *NASA Technical Memorandum 213828*. 2005.
- [32]. **Munjaj, M. L.** "Acoustic of Ducts and Mufflers". New York : John Wiley & Sons, 1997.
- [33]. **Paige, C. C., Saunders, M. A.** "LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares". *TOMS*. Vol. 8, 1, pp. 43-71.
- [34]. **Morfey, C. L.** "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow". *Journal of Sound and Vibrations*. 1971, Vol. 14, 1, pp. 37-55.
- [35]. **Schneider, C., Rose, M. G., Staudacher, S., Heisler, A., Lippl, F., Raab, I.** "On the assesment of turbine efficiency from experimental data for low pressure turbines at low Reynolds numbers". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2012, Paper-No. GT2012-69435.
- [36]. **Miller, R.J., Moss, R.W., Ainsworth, R.W., Harvey, N.W.** "The effect of an upstream turbine on a low aspect ratio vane". In *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2004, Paper No. GT-2004-54017.

**ANNEX A**  
**Results of the Acoustic Measurements**



**FIGURE 15: FREQUENCY SPECTRA OF THE TIME-SIGNAL RECONSTRUCTED BY THE HP TRIGGER FOR C1 AND C2 (DASHED LINE) AT APPROACH (BLUE), CUTBACK (GREEN) AND SIDELINE (RED)**



**FIGURE 16: FREQUENCY SPECTRA OF THE TIME-SIGNAL RECONSTRUCTED BY THE LP TRIGGER FOR C1 AND C2 (DASHED LINE) AT APPROACH (BLUE), CUTBACK (GREEN) AND SIDELINE (RED)**

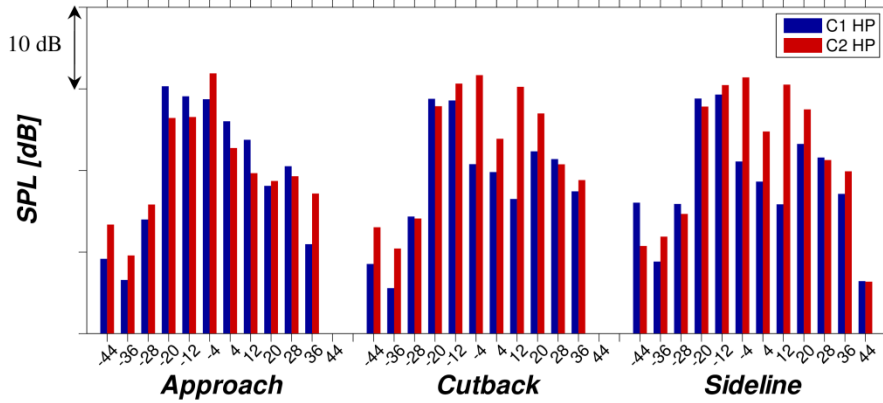


FIGURE 17: AZIMUTHAL MODE ANALYSIS OF THE INSTATIONARY FLOW FIELD WITH REFERENCE TO THE HP TRIGGER ( $BPF_{HP}$ ) FOR APPROACH, CUTBACK AND SIDELINE; C1 (BLUE) AND C2 (RED)

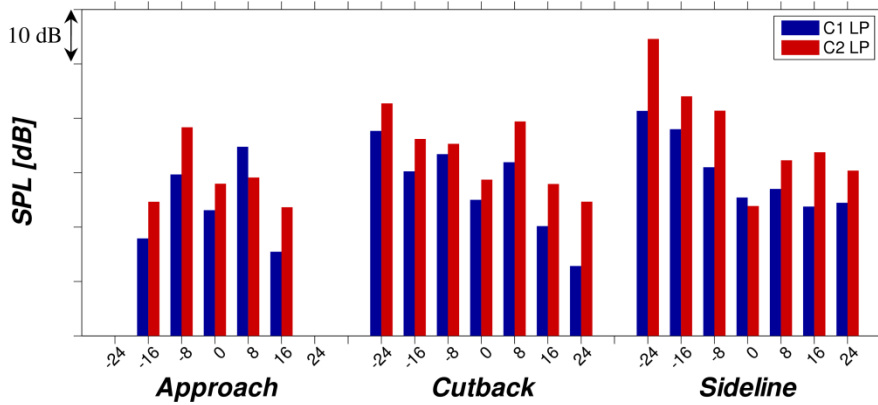


FIGURE 18: AZIMUTHAL MODE ANALYSIS OF THE INSTATIONARY FLOW FIELD WITH REFERENCE TO THE LP TRIGGER ( $BPF_{LP}$ ) FOR APPROACH, CUTBACK AND SIDELINE; C1 (BLUE) AND C2 (RED)

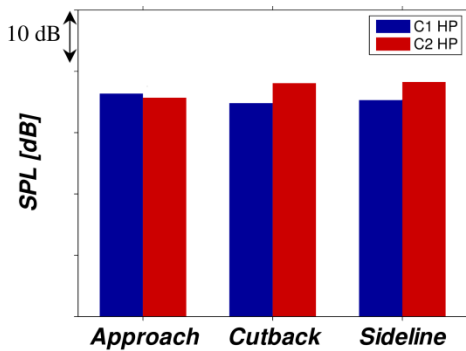


FIGURE 19: COMPARISON OF THE OVERALL SOUND PRESSURE LEVEL AFTER AZIMUTHAL MODE ANALYSIS TRIGGERING WITH THE HP-ROTOR AND THE FOR TMTF SETUPS C1 AND C2 AT THREE OPERATING CONDITIONS

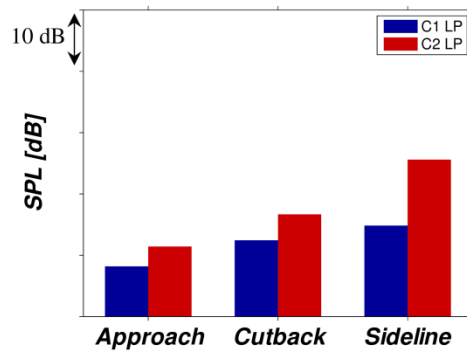


FIGURE 20: COMPARISON OF THE OVERALL SOUND PRESSURE LEVEL AFTER AZIMUTHAL MODE ANALYSIS TRIGGERING WITH THE LP-ROTOR AND THE FOR TMTF SETUPS C1 AND C2 AT THREE OPERATING CONDITIONS

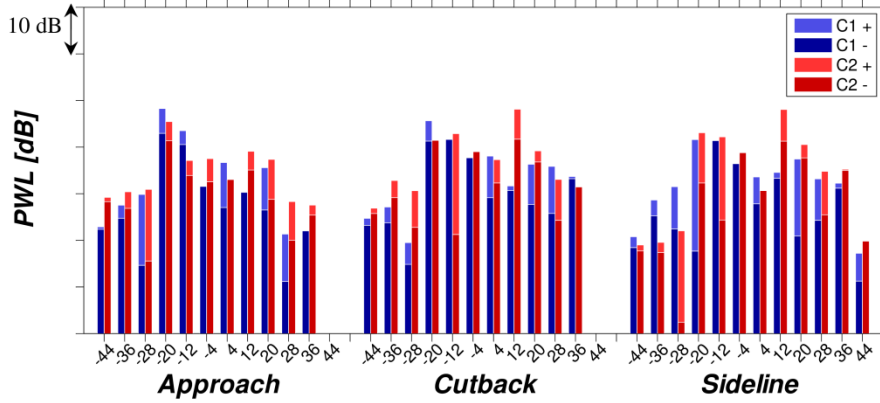


FIGURE 21: RADIAL MODE ANALYSIS OF THE INSTATIONARY FLOW FIELD WITH REFERENCE TO THE HP TRIGGER ( $BPF_{HP}$ ) FOR APPROACH, CUTBACK AND SIDELINE; C1 (BLUE) AND C2 (RED)

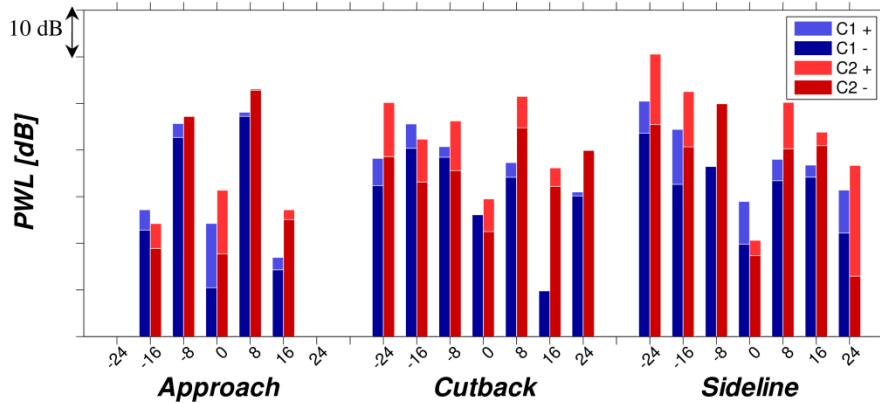


FIGURE 22: RADIAL MODE ANALYSIS OF THE INSTATIONARY FLOW FIELD WITH REFERENCE TO THE LP TRIGGER ( $BPF_{LP}$ ) FOR APPROACH, CUTBACK AND SIDELINE; C1 (BLUE) AND C2 (RED)

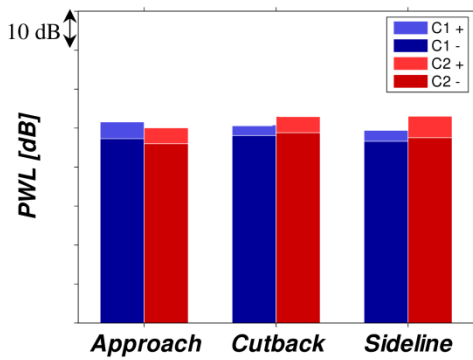


FIGURE 23: COMPARISON OF THE EFFECTIVE SOUND POWER AFTER RADIAL MODE ANALYSIS TRIGGERING WITH THE HPT FOR DIFFERENT TMTF SETUPS C1 AND C2 AT THREE OPERATING CONDITIONS

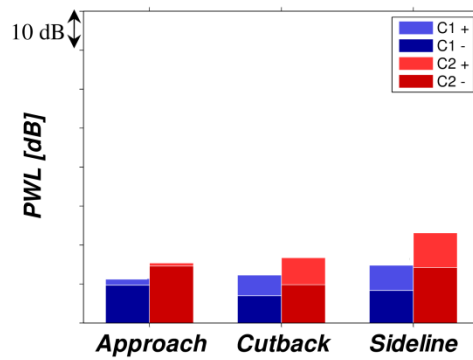


FIGURE 24: COMPARISON OF THE EFFECTIVE SOUND POWER AFTER RADIAL MODE ANALYSIS TRIGGERING WITH THE LPT FOR DIFFERENT TMTF SETUPS C1 AND C2 AT THREE OPERATING CONDITIONS

## 5.2 Bemerkungen zu Paper 2 (Akustische Bewertung)

Das zweite Paper mit dem Titel „Noise Generation and Propagation for different Turning Mid Turbine Frame Setups in a Two Shaft Test Turbine“ wurde auf der 20<sup>th</sup> AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference 2014 in Atlanta (Georgia) vorgetragen und wurde in den Proceedings der Konferenz unter der Paper-Nummer AIAA-2014-43348 veröffentlicht. In den beiden folgenden Unterkapiteln werden die akustischen Untersuchungen an zwei unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen (C1 und C2) bei drei verschiedenen Betriebspunkten beschrieben.

### 5.2.1 Kurzfassung

Die Veröffentlichung [61] handelt von akustischen Untersuchungen von zwei verschiedenen umlenkenden Turbinenübergangskanälen (TMTF). Die Mikrofonmessungen dienen zur Charakterisierung des emittierten Schallfeldes der jeweiligen TMTFs und wurden im selben Prüfstand (TTTF) mit den gleichen Bauteilen der Hoch- und Niederdruckstufe (s. Kapitel 5.1) durchgeführt. Beide TMTF-Konfigurationen (C1 s. Kapitel 3.2.1 und C2 s. Kapitel 3.2.2) wurden bei drei unterschiedlichen Betriebspunkten akustisch vermessen, die hinsichtlich des Lärms in der Umgebung einer Start-/Landebahn bzw. eines Flughafens charakteristisch sind. Diese drei Betriebspunkte repräsentieren die drei Phasen Start (*Sideline*), Steigflug (*Cutback*) und Landeanflug (*Approach*). Für die akustischen Untersuchungen wurde der Prüfstand durch ein Mikrofonarray (s. Kapitel 4.2) stromab der Niederdruckturbine erweitert. Das Array besteht aus 24 wandbündig eingebauten Mikrofonen und wird während einer Messung über 360° verfahren. Dadurch können zum einen die Schalldruckpegel und die Spektren der Mikrofon-signale beider TMTF-Konfigurationen verglichen werden und zum anderen das Schallfeld durch Azimutal- und Radialmoden charakterisiert werden. Welchen Einfluss eine Verkürzung der axialen Baulänge des TMTFs um 10% auf die akustischen Moden und damit auf die Schalldruckpegel bzw. Schallleistung hat, wird im folgenden Kapitel erläutert, indem Spektren, Azimutal- und Radialmoden für beide Konfigurationen C1 und C2 gegenübergestellt werden.

### 5.2.2 Ergebnisse

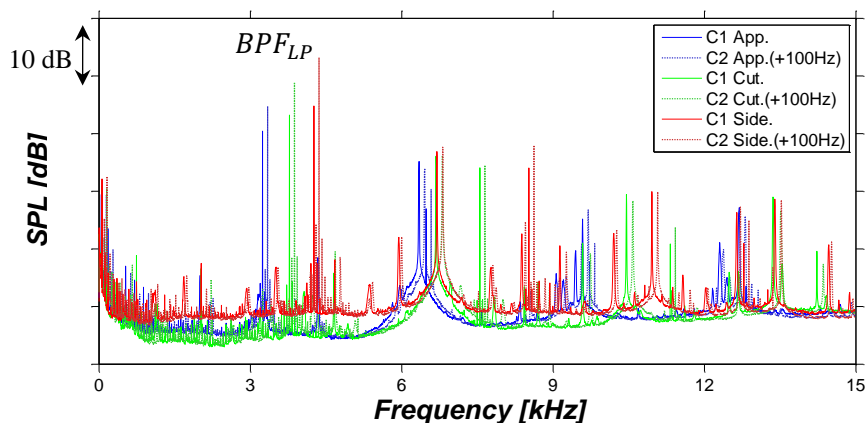


Abbildung 5.4: Frequenzspektren (BPF<sub>LP</sub>) der Konfiguration C1 und der 10% kürzeren Konfiguration C2 (gestrichelte Linie) an den Betriebspunkten Approach (blau), Cutback (grün) und Sideline (rot)

Beim Vergleich der Frequenzspektren fällt auf, dass die höchsten Amplituden bei der Blattfolgefrequenz des Hochdruckrotors (BPF<sub>HP</sub>) für beide Turbinenübergangskanäle in allen drei Betriebspunkten sehr ähnlich sind. In Abbildung 5.4 erfahren die höchsten Amplituden bei

der Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors ( $BPF_{LP}$ ) mit ansteigendem Betriebspunkt einen deutlichen Zuwachs. Beide Konfigurationen weisen einen starken Anstieg im Schalldruckpegel vom Betriebspunkt *Approach* über *Cutback* bis zu *Sideline* auf, wobei der tonale Lärm im Fall für C2 bei jedem Betriebspunkt zwischen 5 dB und 9 dB höher ausfällt als im Fall für C1.

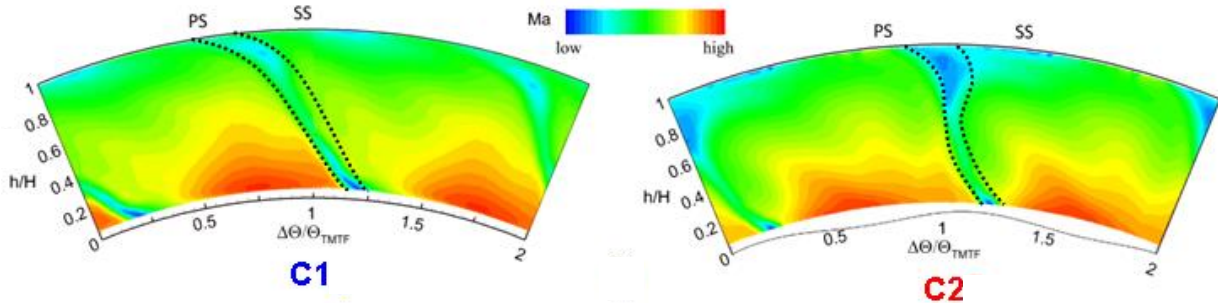


Abbildung 5.5: Neigung des Nachlaufs (gekennzeichnet mit punktierten Linien) für das TMTF C1 (links) und C2 (rechts) jeweils am Austritt des TMTFs (5LS-Messung, Ebene E)

Der gleiche Trend kann bei der Azimutal- und Radialmodenanalyse beobachtet werden. Für den Anstieg sind vor allem die Interaktionsmoden ausschlaggebend, die durch den TMTF und den stromab drehenden Niederdruckrotor generiert werden. Diese Interaktion ist bei der zweiten Konfiguration C2 im Vergleich zur ersten Konfiguration C1 deshalb ausgeprägter, weil zum einen wie in Abbildung 5.5 zu sehen ist die Nachläufe des TMTFs C2 weniger in Umfangsrichtung geneigt sind als bei C1 und zum anderen ein um 10% verkürzter Strömungspfad (TMTF C2) einen geringeren Abstand zwischen der statischen und der rotierenden Schaufelreihe zur Folge hat. Dieser Abstand ist entscheidend für eine mögliche Ausmischung der Nachläufe der TMTF-Stützschaufeln mit der Hauptströmung ehe sie auf den Niederdruckrotor treffen. Die stärker ausgeprägten Nachlaufstrukturen im Fall von C2 interagieren heftiger mit den vorbeilaufenden NDT-Schaufeln, was sich auch in höheren Schalldruckpegeln bzw. einer höheren Schalleistung als bei C1 auswirkt (s. Abbildung 5.6). Zusätzlich können diese Strukturen den Niederdruckrotor stärker anregen als im Fall von C1. Diese Erkenntnisse decken sich mit den eingangs erwähnten Untersuchungen von Benzakein und Smith [27], bei denen ein verkürzter Schaufelreihenabstand zu höheren Schallemissionen führt. Detailliertere Ergebnisse bezüglich der Interaktion der Statoren mit dem Hochdruckrotor sind in der angeführten Publikation [61] zu finden. Darüber hinaus werden die zugrunde liegenden Interaktionsmechanismen der für den Anstieg der Schallemissionen verantwortlichen Moden erklärt.

Anhand der in Kapitel 5.1 und Kapitel 5.2 vorgestellten Ergebnisse konnte gezeigt werden, dass nicht nur die Aerodynamik während eines Optimierungsprozesses in Betracht gezogen werden muss, sondern auch die Akustik. Darüber hinaus ist ein holistischer Ansatz inklusive neuer Auslegungstools notwendig, die auch die Akustik und Aeroelastik berücksichtigen, um in Zukunft neue höchst effiziente und lärmreduzierte Flugzeugtriebwerke zu entwickeln.

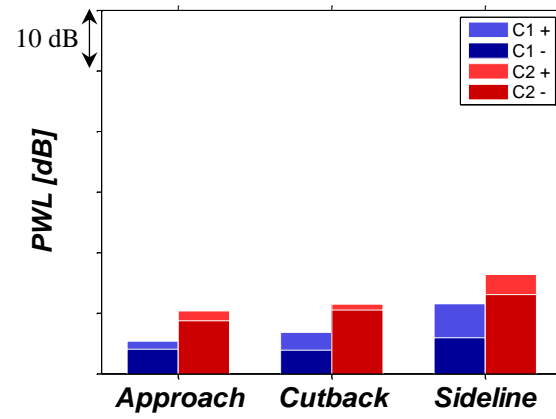


Abbildung 5.6: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C2 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse,  $BPF_{LP}$

### 5.2.3 Paper 2

Faustmann, C., Zerobin, S., Marn, A., Spitalny, M., Broszat, D., Göttlich, E.

**“NOISE GENERATION AND PROPAGATION FOR DIFFERENT  
TURNING MID TURBINE FRAME SETUPS IN A TWO SHAFT  
TEST TURBINE”**

20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. 2014, Atlanta, Georgia, USA,  
Paper-No. 1888811





# Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine

C. Faustmann<sup>1</sup>, S. Zerobin, A. Marn, M. Spitalny<sup>+</sup>, D. Broszat<sup>\*</sup>, E. Göttlich  
*Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics,  
 Graz University of Technology, Austria*

<sup>+</sup>*Department of Engine Acoustics of the DLR Institute of Propulsion Technology*

<sup>\*</sup>*MTU Aero Engines AG, Department Aerodynamics, Aeroelasticity,  
 Aeroacoustics Turbine, Munich, Germany*

The paper deals with the investigation on the acoustics of two different turning mid turbine frames (TMTF) in the two-stage two-spool test turbine located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) of Graz University of Technology. The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage consisting of a TMTF and a counter-rotating low pressure rotor. Compared to the setup within the EU-Project DREAM, the rig was upgraded by fully circumferentially traversable measurement sections at the inlet of the TMTF as well as downstream of the LP turbine.

The two TMTF setups have been investigated at engine like flow conditions. The first configuration consists of 16 highly 3D-shaped turning struts. The goal of the second design was to reduce the length of the TMTF by 10% without increasing the losses and providing the same inflow to the LP turbine rotor. This was achieved by applying 3D-contoured endwalls at the hub.

Due to the fact that noise becomes more and more an issue, acoustic measurements were carried out downstream of the low pressure turbine at three different operating conditions representative for approach, cutback and sideline. In order to evaluate the noise emission of the turbine, the outflow duct of the facility was instrumented with a new acoustic measurement setup which uses traversable microphone arrays. Therefore, the emitted sound pressure level and the microphones' spectra are compared for both configurations. The acoustic field was characterized by azimuthal and radial modes determined by traversing the microphone array over 360 degrees.

By comparing the two setups in terms of noise generation, the propagating modes due to the HP turbine were found to be at the same level, while an increase of up to 9 dB in amplitude of the modes related to the LP turbine was found in the 10% shorter setup. This is in good accordance with previous studies, where reducing the distance between stator and rotor of a LPT increases the emitted sound.

## Nomenclature

$A$	Fourier coefficient of the circumferential mode
$B$	number of blades
$c_{ax}$	axial chord length
$f$	frequency
$h$	duct height
$m$	circumferential mode
$m_{r,in}$	reduced mass flow, stage inlet
$n$	index of the BPF harmonic
$n_{r,in}$	reduced rotational speed, stage inlet
$n_c$	number of circumferential points

<sup>1</sup> Corresponding author, christian.faustmann@tugraz.at, AIAA Member

$p_t$	total pressure
$q$	generic flow variable
$r$	radius
$Re$	Reynolds number
$t$	time
$T$	blade passing period
$V$	number of vanes
$\theta$	circumferential coordinate
$\Omega$	rotor angular velocity
< >	deterministic periodic component
<i>Superscripts</i>	
-	time averaged properties
~	ensemble-averaged properties
'	stochastic fluctuating component
<i>Abbreviations</i>	
<i>BPF</i>	Blade passing frequency
<i>HP</i>	High pressure
<i>LP</i>	Low pressure
<i>PWL</i>	effective sound power level
<i>STTF</i>	Subsonic Test Turbine Facility
<i>TMTF</i>	Turning Mid Turbine Frame
<i>TTTF</i>	Transonic Test Turbine Facility

## I. Introduction

Future aero engines are characterized by further reductions in weight, fuel burn, noise and operational costs. Therefore, the ACARE 2020 (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) targets demand a performance improvement in terms of fuel consumption (reduction by 50%) and  $\text{NO}_x$ -emissions (reduction by 80%) as well as a decrease of 10 dB effective perceived noise level (EPNL) per certification point. To reach these requirements researchers also put high emphasis on the improvement of the intermediate turbine ducts guiding the flow from the HP to the LP turbine.

In several modern engines bulky struts are located within the transition duct in order to support the engine shaft bearings and to lead through service pipe lines. These wide chord vanes induce an obstacle for the fluid flowing towards the LP turbine causing higher losses in this part of the machine. Göttlich [1] published a review on the present state of the research on these components.

Among the different solutions aimed to shorten the transition duct, an integrated concept such as the turning mid turbine frame (TMTF) represents a remarkable example. Such architectures have been studied in one-and-a-half stage [2] and two-stage [3; 4; 5; 6] configurations in the Transonic Test Turbine Facility (TTTF) located at Graz University of Technology. In those concepts the idea was to replace the first LP vane row by integrating their function into aerodynamically optimized turning struts. This leads to a wide chord vane setup similar to those used in Ref. [7] in the Oxford rotor facility at the Osney Laboratory representing the LP turbine stator of a Rolls-Royce three-shaft engine.

The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage using a turning mid turbine frame and a counter-rotating LP-rotor.

The operation of such intermediate duct setups showed that the LP rotor inlet flow is characterized by large structures such as wakes and secondary flows generated by the struts although 3D design of the blades and the endwalls was applied. On the one hand these structures are sources of pressure loss and cause a performance reduction of the rotor, while on the other hand they represent a potential source of excitation for the rotor blades.

Two different approaches of turning mid turbine frames providing the same adequate inflow conditions for the LPT were designed and experimentally investigated at TTTF:

- I. Baseline TMTF (C1) is a state-of-the-art aggressive design with strongly 3D-shaped turning struts [3].
- II. 10% shorter TMTF (C2) than the baseline with non-axisymmetric endwall contouring at the hub [8].

Faustmann et al. [9] compared the two turning mid turbine frame setups and showed from an aerodynamic point of view that it is possible to reduce the engine weight by designing a 10% shorter TMTF with endwall contouring providing the same pressure loss and inflow conditions for the LP turbine rotor.

Whenever studies on the aerodynamics of parts of an engine are carried out, the acoustic behavior has to be also considered. Consequently, as a next step the two-spool facility at the Institute was instrumented with a fully circumferentially traversable microphone array placed downstream of the LP rotor in order to perform acoustic measurements on the generated noise level for different TMTF setups. For the characterization of the azimuthal and radial modes, the microphone array has to be traversed over 360 degrees in steps of  $2^\circ$ . Previous studies about the noise generation of two different TMTF setups were published by Faustmann et al. [10; 11]. One of these setups was the baseline configuration mentioned above and the other was an embedded design. This means that additional splitter vanes were embedded between the lifting struts in order to reduce the secondary flows and to homogenize the rotor inflow. The modal decomposition and Fourier analysis of the unsteady flow field showed that the unsteadiness measured in the acoustic field downstream of the two-spool rig is highly affected by the HP rotor, whose fluctuations are found not to decay through the low pressure turbine. However, the addition of the splitters in the turning mid turbine frame clearly dampens the overall propagating sound field by 5 dB by acting as a cut-off filter for the HP rotor.

The aim of this paper is the comparison regarding the acoustic behavior of two TMTF setups at three different operating conditions namely approach, cutback and sideline as well as to point out how shortening of a turning mid turbine frame influences the emitted noise.

## II. Experimental Setup and Methodology

### Facility

The Transonic Test Turbine Facility (TTTF) is a continuously operating two-stage cold-flow open-circuit plant, which consists of a transonic HPT stage and a counter-rotating LPT stage. This unique configuration allows the testing of rig inserts with a diameter up to 800 mm under engine-representative flow conditions. Both turbines are designed with overhung-type turbine shafts and additionally the LPT is mounted on an axially moveable frame. This allows easy disk assembly without dismantling the bearings and the simple rig modification between setups with transition duct and turning mid turbine frame designs of different axial lengths. The facility is driven by pressurized air delivered by a separate 3 MW compressor station. The shaft power of the HP turbine stage drives a three-stage radial brake compressor. This brake compressor delivers additional air mixed to the flow from the compressor station and increases the overall mass flow. The air temperature at turbine stage inlet can be adjusted by coolers between  $40^\circ\text{C}$  to  $185^\circ\text{C}$ . The maximum shaft speed of the HPT stage is limited to 11550 rpm. Depending on the stage characteristic a maximum coupling power of 2.8 MW at a total mass flow of 22 kg/s can be reached. The power of the LP turbine is absorbed by a waterbrake with a maximum power of 700 kW. Detailed information on the design and construction of the original single stage facility can be found in Ref. [12], on the operation in Ref. [13]. For the design of the LP-stage together with the turning mid turbine frame see [14]. Hubinka et al. [15] show first results from the rig behavior, whereas Santner et al. [16] discuss the results of an experimental investigation of the flow at the duct inlet and exit as well as downstream of the LPT.

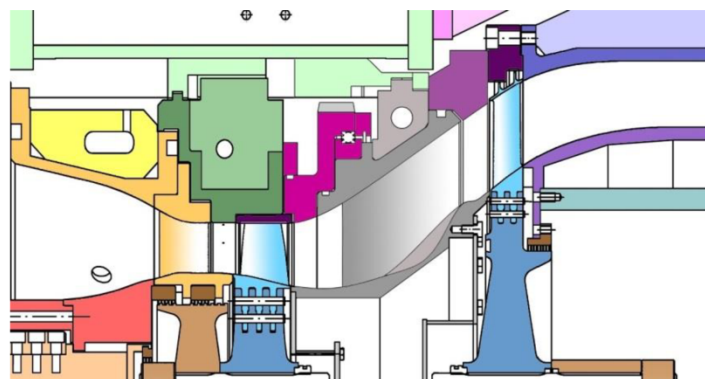


Figure 1: Cross-sectional view of the test setup with TMTF configuration C2

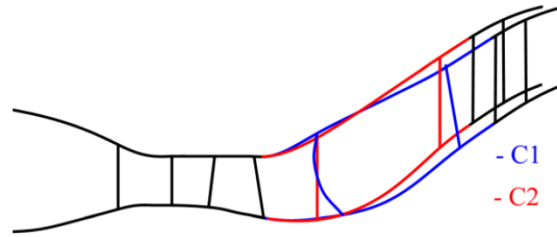


Figure 2: Meridional sketch of the test setup with TMTF C1 (blue) and C2 (red)

### Test setups

The investigated test setups consist of a single-stage unshrouded transonic HP turbine and an S-shaped turning mid turbine frame followed by a shrouded counter-rotating LP rotor. The incoming air flows at first through a transonic HP turbine with unshrouded rotor and is then turned by the 16 struts of the TMTF in negative direction relative to the rotation of the HP rotor. The air then enters the LP rotor at a larger diameter and with an appropriate swirl angle. For the main blading parameters see Table 1.

As already mentioned two TMTF configurations were tested. The baseline configuration has a non-dimensional length of about 3.5 ( $L_{ax}/h_{in}$ ) and 16 turning struts with a pronounced aft-loaded profile. 3D design methods for the turning strut like a meridional sweep of the trailing edge were applied to minimize losses. However, the TMTF vane was designed to operate at its loading limit which could lead to a flow separation on the SS-hub-corner. There was no fillet between strut and endwalls for both setups tested.

The second design has the same number of struts (16) and the identical radial offset but is 10% shorter. The vane design is stacked for minimum blockage and therefore for minimum losses. The internal clearance of the vane and thus the possibility to lead through structures and lines is identical for both setups but the strong 3D design of the C1 turning strut resulted in a larger blockage of the flow channel. To avoid additional losses and keep the same inflow conditions to the LP-turbine as the baseline configuration, non-axisymmetric endwall contouring was applied at the hub for C2.

On the one hand the vane and blade count were chosen to have engine-like blade/vane ratios for the turbine components, while, on the other hand, to ease clocking effect studies [4; 11] as well as rig modeling for CFD simulations. In fact, the spatial periodicity of the whole machine is  $90^\circ$  and this allows to significantly reduce the computational cost whenever unsteady calculations have to be performed to investigate the full component interactions [8].

The HP vanes as well as the outer casing up- and downstream of the struts are fully rotatable in the circumferential direction. This allows for circumferentially traversing of the probes and microphones downstream of the low pressure turbine (see Figure 1 light violet part).

### Operating conditions

Table 1 also displays the main parameters of the three operating points. Similar operating conditions for both TMTF setups were obtained by keeping the HP stage pressure ratio, the inlet temperature, the reduced mass flow and the reduced speeds of the turbines constant. The HP vanes are operating under choked conditions. The absolute Mach number at the inlet of the turning mid turbine frame with a value of about 0.5 is representative for duct inlet conditions of modern jet engines with a single stage HP turbine at the cruise operating point.

Table 1: Blading parameters and operating conditions

	Blading parameters				Operating conditions			
	HP vane	HP blade	Struts	LP blade		Approach	Cutback	Sideline
Vane/ blade no.	24	36	16	72	$BPF_{HP}$ [kHz]	6.34	6.68	6.69
$h/c_{ax}$	1.15	1.37	0.53	2.94	$BPF_{LP}$ [kHz]	3.24	3.77	4.26
$Re(10^6)$	2.38	1.1	1.86	0.46	Stage $p_t$ ratio HPT/ LPT	2.83/ 1.23	2.95/ 1.27	2.95/ 1.28
Tip gap	-	unshrouded	-	shrouded	Power [MW] HPT/ LPT	1.26/ 0.22	1.44/ 0.28	1.44/ 0.3

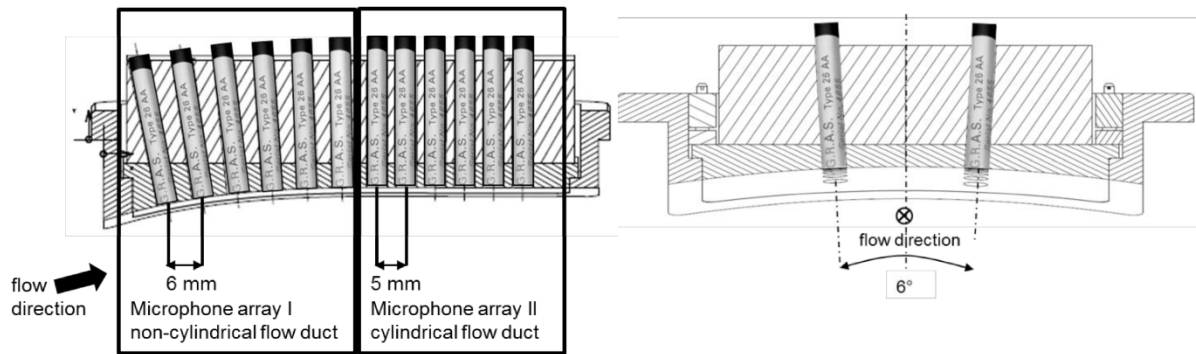


Figure 3: Meridional and axis-orthogonal views of microphone array I and II

### Measurement technique

The microphone array, which was used to instrument the rig, consists of 24 microphones type GRAS 40BD. This type of microphone is a 1/4-inch prepolarized pressure microphone with a dynamic range upper limit of 170 dB and a linear frequency response from 10 Hz to 25 kHz ( $\pm 1$  dB). The preamplifier type 26AC has a very low inherent noise level as well as a dynamic range and a frequency response from below 2 Hz to 200 kHz ( $\pm 0.2$  dB). Pressure microphones have a so called sphere characteristic, which means, that every sound wave, independent from the angle of impingement on the diaphragm, has nearly the same intensity. There are two ways of mounting the microphones for acoustic investigations in flow ducts, either mount as microphone rake in the flow [17], or with flush mounted microphones on the wall [18]. The microphone array was designed by the Department of Engine Acoustics of the DLR Institute of Propulsion Technology according to the guidelines described in Ref. [19]. The challenge was to optimize the microphone arrangement with regard to the limited installation space and the frequency range of interest. In total, 25 microphones are used, one as a reference microphone at the hub, which is fixed, and 24 microphones staggered and flush mounted at the outer casing downstream of the LP turbine, which are fully circumferentially movable. The angular spacing between the microphones is  $6^\circ$  and can be seen in Figure 3. The first 12 microphones are placed in the non-cylindrical part of the flow duct with an axial displacement of 6 mm with respect to the center of the diaphragm. The acoustic measurement data out of this region will be used in the future in combination with an advanced mode analysis technique extended to non-cylindrical ducts. For the moment, since the established acoustic post processing tools are developed for flows in cylindrical ducts (as e.g. described in [17], [18], [20], [19]), it was important to maximize the number of microphones in the straight part of the measurement section (Figure 3). The results presented in this paper are taken from this downstream located microphone array II. Outcome of the optimization procedure was an axial microphone separation of 5 mm (see Figure 3).

### Data Acquisition

For the data acquisition National Instruments equipment is used sampling the data with a frequency of 60 kHz. The post processing is done up to a frequency of 15 kHz. 26 of 32 channels are allocated to the 24 microphones plus 1 reference microphone as well as the HP- and the LP-trigger. The trigger signal was used to reconstruct the unsteady sound field by the rotor phases. The microphone array is traversed in steps of  $2^\circ$  and at each measurement point the signal from every channel is time-accurately acquired and stored during a data acquisition period of 20 seconds per measurement position. This corresponds to more than 1000 revolutions of the LP turbine and more than 3500 of the HP turbine. In total 180 measurement positions are recorded in one and a half hours. During this time the operating condition is maintained perfectly stable.

## III. Acoustic Analysis

In the present paper, the acoustic analysis consists of four constitutive main parts, which will be described in the following sections. Since the two rotors of the test rig are counter-rotating and their rotational speeds are uncorrelated, the acoustic field, relating to the HP-rotor and the LP-rotor, respectively, is analyzed separately. Therefore, phase averaging [21; 22; 23] and adaptive resampling [24] are performed on the measured sound pressure. After a classical Fast Fourier Transformation (FFT) determining the harmonic frequencies induced by each

rotor, the processed sound pressure can be described in terms of acoustic cut-on modes propagating in the duct at a specific frequency. These modes exhibit a certain circumferential (detected by the Azimuthal Mode Analysis [25; 26]), as well as radial pattern (detected by the Radial Mode Analysis [19; 27]) depending on the cut-on frequency.

### Phase Averaging, Adaptive Resampling and Modes of Interaction

In order to determine the acoustic effects induced by each rotor separately, a phase locked averaging based on the phase of one of the two rotors is done. Every revolution detected by the shaft encoders (e.g [21] and [22]) is split up to a fixed number of samples, thereby correcting the small speed variations of the two turbine shafts [24]. The average of the samples at the same phase form the phase averaged values. Depending on the used trigger, the fluctuations of the flow quantities induced by the other rotor are then completely removed.

In order to allocate specific propagating modes to rotor-stator interactions in turbomachinery devices, Tyler and Sofrin [28] composed the following expression:

$$m = hB \pm kV \quad (1)$$

where  $h$  is the harmonic index (1 for the 1<sup>st</sup> BPF, 2 for the 2<sup>nd</sup> BPF, etc.),  $B$  is the number of rotor blades,  $V$  is the number of stator vanes and the integer  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$ . It is possible to consider the interactions of the rotor with subsequent stages by simply superimposing the effect of the single event. For example, in a turbine a mode  $m^*$  generated by a stator-rotor interaction will be scattered in the modes  $m = m^* + kV_2$  with  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$  by the following stator rows. Hence, for a stator-rotor-stator assembly the following modes are predicted:

$$m = hB + k_1V_1 + k_2V_2 \text{ with integers } k_1, k_2 \quad (2)$$

$V_1$  and  $V_2$  are the number of vanes of the first and second stator row, respectively.

### Radial Mode Analysis

Sound pressure fluctuations at any circumferential position can be described as a sum of harmonics, represented by a Fourier series. For a cylindrical or annular duct solving the linearized wave equation lead to the space and time dependent sound pressure, which can be described in terms of acoustic modes, represented by the following expression [28]:

$$p(x, r, \varphi, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\varphi} e^{-i\omega t} \quad (3)$$

where  $A_{mn}^+$  and  $A_{mn}^-$  are the complex radial amplitudes,  $k_{mn}^+$  and  $k_{mn}^-$  the axial wave numbers, downstream and upstream, respectively,  $m$  is the azimuthal mode order,  $n$  is the radial mode order,  $\omega$  is the angular frequency and  $R$  is the outer radius of the duct. The modal shape factor  $f_{mn}$ , depending on the hub-to-tip ratio  $\frac{r}{R}$  and the eigenvalues  $\sigma_{mn}$  of the specific geometry, represents the solution of the Bessel differential equation, describing the radial acoustic field considering hard wall boundary conditions [19; 27].

For determining the radial mode amplitudes, equation (3) can be transformed to a linear matrix equation system  $\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn}$  [19], where  $\mathbf{A}_m$  defines the complex azimuthal mode amplitudes at a specific frequency for each azimuthal mode order  $m$  [26]. Since this system leads to a highly overdetermined inverse problem, a least-squares fit algorithm is used to compute the radial mode amplitudes  $A_{mn}$  [29].

Considering the energy carried by each individual mode in a hard walled duct, the effective sound power with reference to the cross-sectional area of the duct can be determined according to Morfey [30]:

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{\rho c (1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (4)$$

The complex factor  $\alpha_{mn}$  contains the definition of the cut-on frequency [19]. Hence, for propagation of the individual mode combination  $(m, n)$  along the duct,  $\alpha_{mn}$  has to be real. Given that, the sound power is then transported in the axial direction only.

#### IV. Results and Discussion

This part of the paper presents the investigation of noise generation and propagation for the baseline TMTF C1 as well as for the 10% shorter TMTF C2 at the three different operating conditions approach, cutback and sideline. The results consist of three parts. Firstly, the frequency spectra generated by phase averaging are presented. Afterwards the Azimuthal and Radial Mode Analysis performed for the first BPF of the HP and the LP rotor will be shown.

##### Frequency Spectra Analysis

After phase averaging of the raw signal over more than 3500 revolutions of the HP rotor, the mean frequency spectrum is calculated averaging the frequency spectra of each microphone at each circumferential position (180 positions). Figure 4 and Figure 5 report the comparison between the two setups in terms of mean frequency spectra at the three operating conditions. The frequency spectra of C2 is depicted with the dotted lines and is shifted by 100 Hz for a better comparability, furthermore the frequency spectra were cut off at 15 kHz. Looking at the  $BPF_{HP}$  the amplitudes of C1 at the three operating conditions are within 2 dB. Although, the rotational speed in case of approach is reduced, there is not a big influence on the maximum amplitude at the  $BPF_{HP}$ . The results of C2 show a slight rise of about 2 dB from approach over cutback to sideline. Moreover, the comparison shows that in setup C2 the emitted tonal noise is up to 3 dB higher than in the baseline setup in case of cutback and sideline.

Figure 5 represents the frequency spectra of the time-signal reconstructed by the LP trigger for the two different setups. A significant increase in the amplitude at the  $BPF_{LP}$  is observed at the operating conditions cutback and sideline relative to approach due to the higher mass flow and flow velocities and thus stronger blade/vane interactions. An additional increase of the sum of the SPL can be seen between the two setups from C1 to C2. The sound pressure level at the  $BPF_{LP}$  increases in case of approach and cutback by up to 5 dB whereas at sideline a difference of even 9 dB is observed. The increase of the emitted tonal noise for C2 in general is assumed to be due to the 10% shorter design, which leads to a smaller distance between the struts trailing edges and the LP-blades leading edges. In addition, the azimuthal and radial modes, as presented in the next part, should also explain which modes are propagating and which are decaying within the duct and thus influencing the emitted noise.

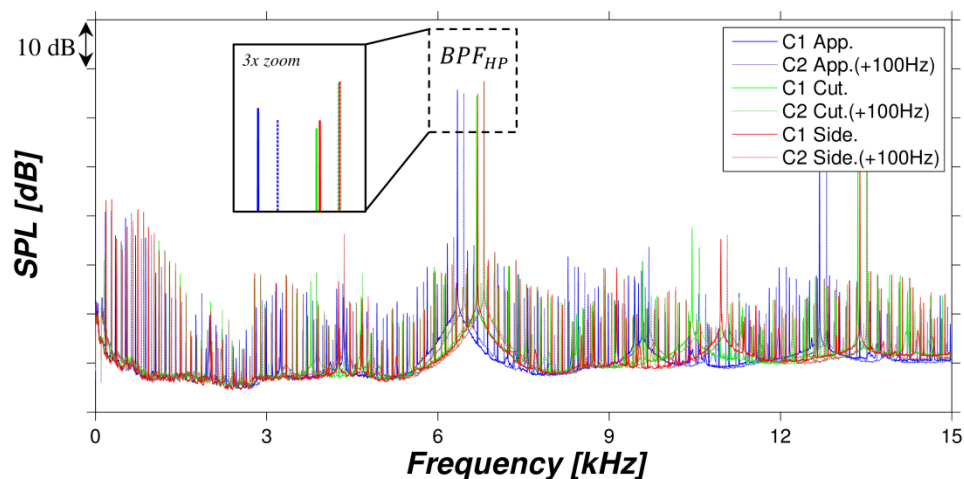


Figure 4: Frequency spectra of the time-signal reconstructed by the HP trigger for C1 and C2 (dashed line) at approach (blue), cutback (green) and sideline (red)

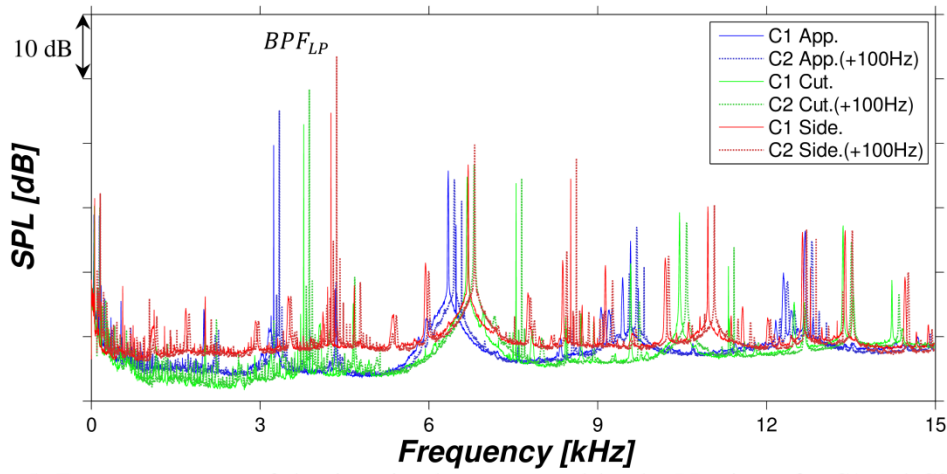


Figure 5: Frequency spectra of the time-signal reconstructed by the LP trigger for C1 and C2 (dashed line) at approach (blue), cutback (green) and sideline (red)

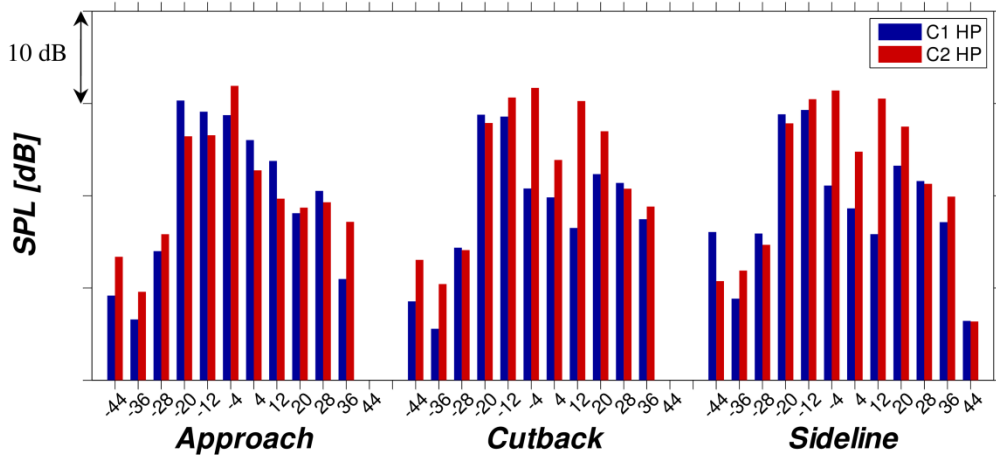


Figure 6: Azimuthal mode analysis of the instationary pressure field with reference to the HP trigger ( $BPF_{HP}$ ) at approach, cutback and sideline; C1 (blue) and C2 (red)

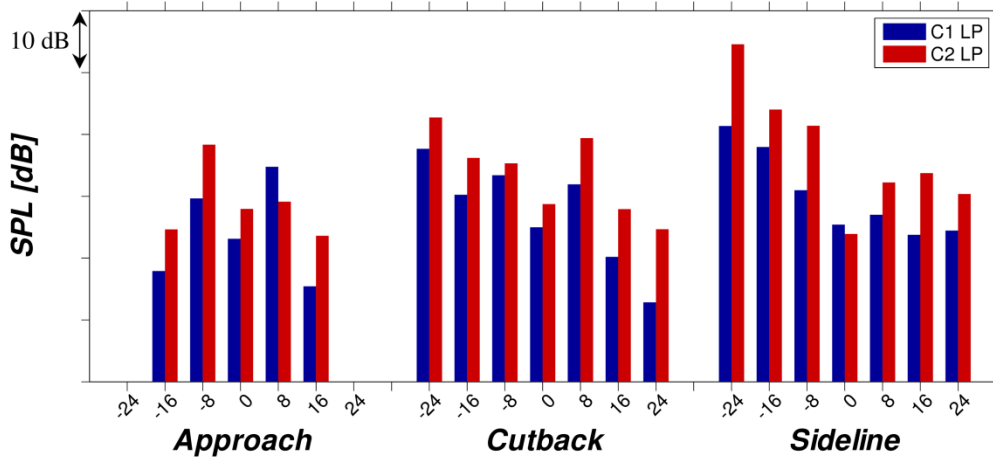


Figure 7: Azimuthal mode analysis of the instationary pressure field with reference to the LP trigger ( $BPF_{LP}$ ) at approach, cutback and sideline; C1 (blue) and C2 (red)



**Azimuthal Mode Analysis BPF**

The second part of the results deals with the modal decomposition performed from the experimental data according to the previously discussed post-processing procedure. The results shown in the following refer just to the data of the last 12 microphones in array II (straight duct) because the microphones in the last portion of the duct are sufficient to reveal which of the modes are decaying or propagating. Furthermore, their propagation or decay nature has been theoretically predicted according to [20]. An overview about the propagating modes is given in Table 2 for the blade passing frequencies of each rotor and the operating conditions. It has to be noted that the cut-on mode regions marked in the table present an asymmetric behavior, because within the theoretical prediction a swirl model was taken into account (see Taddei et al. [20]). The main modes, as explained in the following, are scattered by 8 which is a result of the linear combination of the different vane and blade counts of the two stages.

*HP rotor noise*

The discussion of the azimuthal mode analysis starts with the HP rotor. In order to provide an explanation of the complex pattern due to the vane/ blade interactions the following scheme reports the modes predicted by equations (1) and (2) for both TMTF setups.

HP stator-HP rotor interaction consists of the modes

$$36 + k \cdot 24 = \dots -36; -12; 12; 36.. \tag{a}$$

HP rotor-TMTF interaction consists of the modes

$$36 + k \cdot 16 = \dots -28; -12; 4; 20; 36.. \tag{b}$$

HP stator-HP rotor-TMTF interaction consists of the modes

$$36 + k_1 \cdot 24 + k_2 \cdot 16 = \dots -44; -36; -28; -20; -12; -4; 4; 12; 20; 28.. \tag{c}$$

In order to make the graph more readable just these interaction modes are depicted as bars in Figure 6 for the baseline configuration C1 in blue and for the 10% shorter design C2 in red. Besides that, other modes may occur due to non-ideal interaction mechanism such as phase shift between the single sound sources. However the non-ideal interaction modes have to be considered when summing up the amplitudes of the azimuthal modes within the cut-on range. Figure 6 shows the amplitude of the modal decomposition for the  $BPF_{HP}$  in dB for the different azimuthal mode order  $m$  plotted at the abscissa as well as the three operating conditions approach, cutback and sideline.

In case of the C1 setup mode -4, 4 and 12 decrease by the same amount from approach to cutback and sideline, whereas the modes 20 and 36 increase from left to right in Figure 6. The modes -20 and -12 nearly stay the same at the three operating conditions.

The red bars (C2) of the azimuthal modes -12, 12 and 20 in Figure 6 indicate an increase from approach to cutback and sideline. Mode -4 which is generated just by the interaction of the HP stator-rotor and the TMTF stays at the same level at all operating conditions. Besides, all the other interaction modes increase in the C2 setup from approach to cutback and sideline.

Moreover, mode 12 of C1 shows an opposite trend to C2. While mode 12 is decreasing in case of C1 it is increasing in case of C2 from approach to sideline. Among others this is the reason for a slight decrease in the sum of the SPL of C1 depicted in Figure 8, whereas the sum of the SPL of C2 increases with higher rotational speed and mass flow.

Table 2: Range for the propagating modes (cut-on range) and swirl dependent on the BPF and operating condition

propagating modes dependent on the operating condition	approach		cutback		sideline	
	range	swirl	range	swirl	range	swirl
$BPF_{HP}$	-45,-44 : 8 : 36,...,39	58	-47,...,-44 : 8 : 36,...,43	43	-46,...,-44 : 8 : 44,45	13
$BPF_{LP}$	-22,...,-16 : 8 : 16,...,20	58	-26,...,-24 : 8 : 24	43	-29,...,-24 : 8 : 24,...,28	13

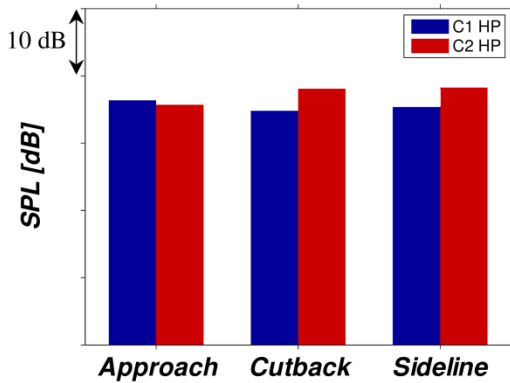


Figure 8: Comparison of the overall sound pressure level after azimuthal mode analysis triggering with the HP-rotor and the for TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

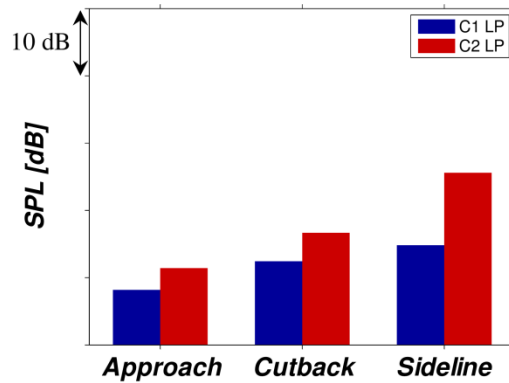


Figure 9: Comparison of the overall sound pressure level after azimuthal mode analysis triggering with the LP-rotor and the for TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

LP rotor noise

Considering the blade and vane count of the LP stage the following modes will occur:

$$-72 + k \cdot 16 = \dots -24; -8; 8; 24.. \tag{d}$$

By considering the interaction with the HP vanes the following modes are generated:

$$-72 + k_1 \cdot 16 + k_2 \cdot 24 = \dots -24; -16; -8; 0; 8; 16; 24.. \tag{e}$$

Figure 7 shows the amplitudes of the modal decomposition for the  $BPF_{LP}$ , again at the different operating conditions. Except for the mode 8 of C1 in approach every azimuthal mode of C2 is higher compared to the baseline design (C1). Changing from approach to sideline especially the modes -24, -16 and -8 increase by up to 10 dB in case of configuration C2. This trend can also be seen in Figure 9 where the overall sound pressure level of C1 and C2 at the three operating points is shown. The SPL of C1 as well as the SPL of C2 increase from approach to cutback and sideline whereby the increase of C2 is three times higher than the one of C1. These results are in good accordance with the results obtained from the frequency spectra analysis where also a stronger increase in sound pressure level is observed in case of the 10% shorter TMTF setup.

**Radial Mode Analysis BPF**

The last part of the results deals with the radial mode analysis. Again, it is performed with the last twelve microphones in array II for both setups C1 (blue bars) and C2 (red bars) at approach, cutback and sideline. The interaction modes discussed in (a), (b) and (c) are still valid for the radial mode analysis of the flow with the HP trigger shown in Figure 10 as well as the interaction with the LP rotor calculated in (d) and (e), which are depicted in Figure 11. The plus and the minus sign in the legend of Figure 10-13 correspond to the downstream or upstream transported sound power with reference to the cross-sectional area of the duct.

HP rotor noise

As already observed in the azimuthal mode analysis the mode -20 in case of the C1 setup and the mode -4 in case of the C2 setup are the highest at approach conditions in Figure 10. While the sound power level of mode -20 nearly stays the same at all three operating conditions, the modes -4 and 4 decrease from approach to sideline about 7 dB in case of the C1 setup. In the case of C2 the mode -20 slightly increases from approach to sideline and becomes the highest mode at sideline conditions. Mode -12 increases from approach to sideline about 5 dB for both TMTF-setups and is dominant at sideline conditions in case of the C1 setup. An increase of 10 dB is observed at mode 20 in case of C1, while there is a decrease of 4 dB in case of setup C2. Mode 20 is on the one hand generated due to the interaction of HP rotor and the TMTF and on the other hand by the interaction of HP rotor and TMTF as

**Azimuthal Mode Analysis BPF**

The second part of the results deals with the modal decomposition performed from the experimental data according to the previously discussed post-processing procedure. The results shown in the following refer just to the data of the last 12 microphones in array II (straight duct) because the microphones in the last portion of the duct are sufficient to reveal which of the modes are decaying or propagating. Furthermore, their propagation or decay nature has been theoretically predicted according to [20]. An overview about the propagating modes is given in Table 2 for the blade passing frequencies of each rotor and the operating conditions. It has to be noted that the cut-on mode regions marked in the table present an asymmetric behavior, because within the theoretical prediction a swirl model was taken into account (see Taddei et al. [20]). The main modes, as explained in the following, are scattered by 8 which is a result of the linear combination of the different vane and blade counts of the two stages.

*HP rotor noise*

The discussion of the azimuthal mode analysis starts with the HP rotor. In order to provide an explanation of the complex pattern due to the vane/ blade interactions the following scheme reports the modes predicted by equations (1) and (2) for both TMTF setups.

HP stator-HP rotor interaction consists of the modes

$$36 + k \cdot 24 = \dots -36; -12; 12; 36.. \tag{a}$$

HP rotor-TMTF interaction consists of the modes

$$36 + k \cdot 16 = \dots -28; -12; 4; 20; 36.. \tag{b}$$

HP stator-HP rotor-TMTF interaction consists of the modes

$$36 + k_1 \cdot 24 + k_2 \cdot 16 = \dots -44; -36; -28; -20; -12; -4; 4; 12; 20; 28.. \tag{c}$$

In order to make the graph more readable just these interaction modes are depicted as bars in Figure 6 for the baseline configuration C1 in blue and for the 10% shorter design C2 in red. Besides that, other modes may occur due to non-ideal interaction mechanism such as phase shift between the single sound sources. However the non-ideal interaction modes have to be considered when summing up the amplitudes of the azimuthal modes within the cut-on range. Figure 6 shows the amplitude of the modal decomposition for the  $BPF_{HP}$  in dB for the different azimuthal mode order  $m$  plotted at the abscissa as well as the three operating conditions approach, cutback and sideline.

In case of the C1 setup mode -4, 4 and 12 decrease by the same amount from approach to cutback and sideline, whereas the modes 20 and 36 increase from left to right in Figure 6. The modes -20 and -12 nearly stay the same at the three operating conditions.

The red bars (C2) of the azimuthal modes -12, 12 and 20 in Figure 6 indicate an increase from approach to cutback and sideline. Mode -4 which is generated just by the interaction of the HP stator-rotor and the TMTF stays at the same level at all operating conditions. Besides, all the other interaction modes increase in the C2 setup from approach to cutback and sideline.

Moreover, mode 12 of C1 shows an opposite trend to C2. While mode 12 is decreasing in case of C1 it is increasing in case of C2 from approach to sideline. Among others this is the reason for a slight decrease in the sum of the SPL of C1 depicted in Figure 8, whereas the sum of the SPL of C2 increases with higher rotational speed and mass flow.

Table 2: Range for the propagating modes (cut-on range) and swirl dependent on the BPF and operating condition

propagating modes dependent on the operating condition	approach		cutback		sideline	
	range	swirl	range	swirl	range	swirl
$BPF_{HP}$	-45,-44 : 8 : 36,...,39	58	-47,...,-44 : 8 : 36,...,43	43	-46,...,-44 : 8 : 44,45	13
$BPF_{LP}$	-22,...,-16 : 8 : 16,...,20	58	-26,...,-24 : 8 : 24	43	-29,...,-24 : 8 : 24,...,28	13

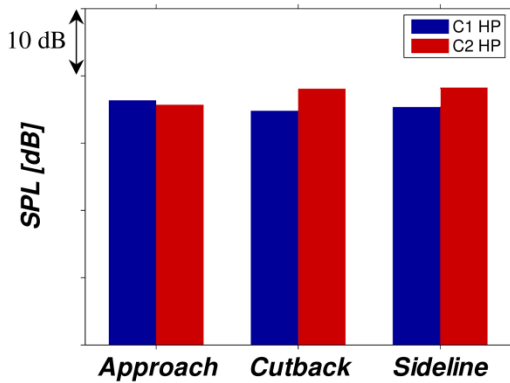


Figure 8: Comparison of the overall sound pressure level after azimuthal mode analysis triggering with the HP-rotor and the for TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

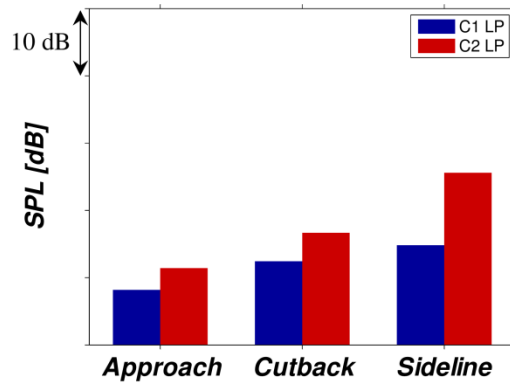


Figure 9: Comparison of the overall sound pressure level after azimuthal mode analysis triggering with the LP-rotor and the for TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

LP rotor noise

Considering the blade and vane count of the LP stage the following modes will occur:

$$-72 + k \cdot 16 = .. -24; -8; 8; 24.. \tag{d}$$

By considering the interaction with the HP vanes the following modes are generated:

$$-72 + k_1 \cdot 16 + k_2 \cdot 24 = .. -24; -16; -8; 0; 8; 16; 24.. \tag{e}$$

Figure 7 shows the amplitudes of the modal decomposition for the  $BPF_{LP}$ , again at the different operating conditions. Except for the mode 8 of C1 in approach every azimuthal mode of C2 is higher compared to the baseline design (C1). Changing from approach to sideline especially the modes -24, -16 and -8 increase by up to 10 dB in case of configuration C2. This trend can also be seen in Figure 9 where the overall sound pressure level of C1 and C2 at the three operating points is shown. The SPL of C1 as well as the SPL of C2 increase from approach to cutback and sideline whereby the increase of C2 is three times higher than the one of C1. These results are in good accordance with the results obtained from the frequency spectra analysis where also a stronger increase in sound pressure level is observed in case of the 10% shorter TMTF setup.

**Radial Mode Analysis BPF**

The last part of the results deals with the radial mode analysis. Again, it is performed with the last twelve microphones in array II for both setups C1 (blue bars) and C2 (red bars) at approach, cutback and sideline. The interaction modes discussed in (a), (b) and (c) are still valid for the radial mode analysis of the flow with the HP trigger shown in Figure 10 as well as the interaction with the LP rotor calculated in (d) and (e), which are depicted in Figure 11. The plus and the minus sign in the legend of Figure 10-13 correspond to the downstream or upstream transported sound power with reference to the cross-sectional area of the duct.

HP rotor noise

As already observed in the azimuthal mode analysis the mode -20 in case of the C1 setup and the mode -4 in case of the C2 setup are the highest at approach conditions in Figure 10. While the sound power level of mode -20 nearly stays the same at all three operating conditions, the modes -4 and 4 decrease from approach to sideline about 7 dB in case of the C1 setup. In the case of C2 the mode -20 slightly increases from approach to sideline and becomes the highest mode at sideline conditions. Mode -12 increases from approach to sideline about 5 dB for both TMTF-setups and is dominant at sideline conditions in case of the C1 setup. An increase of 10 dB is observed at mode 20 in case of C1, while there is a decrease of 4 dB in case of setup C2. Mode 20 is on the one hand generated due to the interaction of HP rotor and the TMTF and on the other hand by the interaction of HP rotor and TMTF as

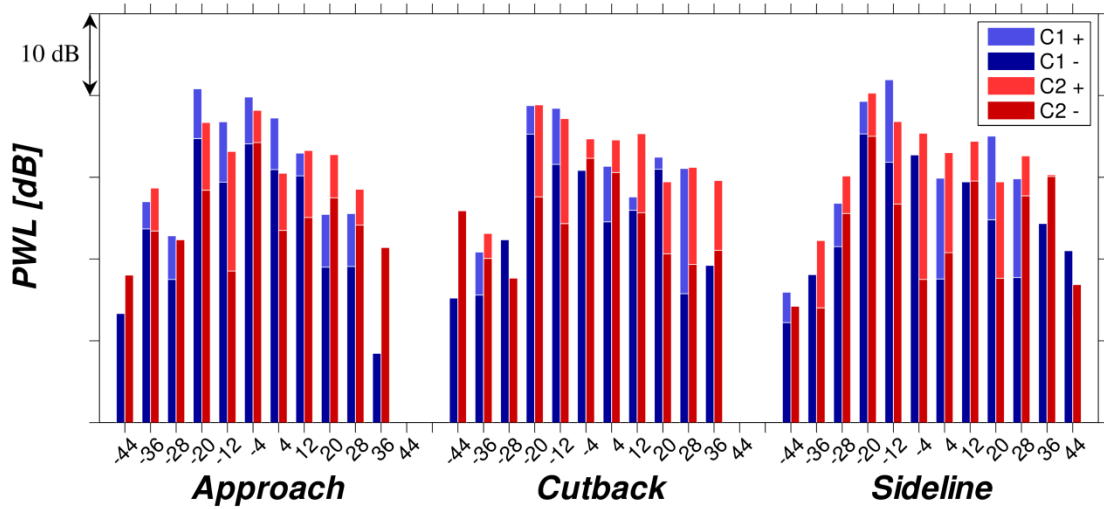


Figure 10: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the HP trigger ( $BPF_{HP}$ ) at approach, cutback and sideline; PWL summed up over radial modes  $n$ ; C1 (blue) and C2 (red)

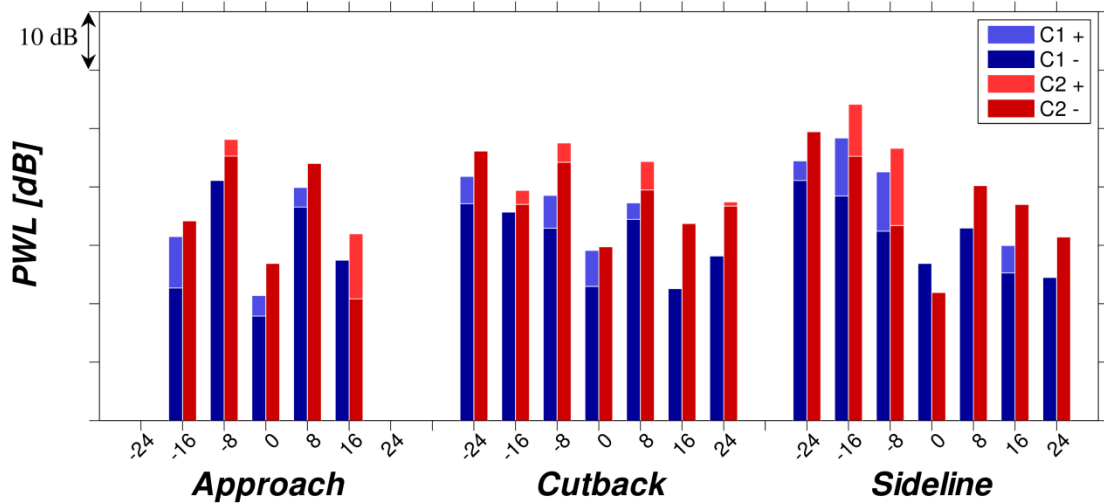


Figure 11: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the LP trigger ( $BPF_{LP}$ ) at approach, cutback and sideline; PWL summed up over radial modes  $n$ ; C1 (blue) and C2 (red)

well as the HP stator. The sum of the PWL of C2 calculated with the propagating modes is slightly lower at approach and slightly higher than C1 at cutback and sideline condition (see Figure 12). The effective sound power (PWL) at  $BPF_{HP}$  with reference to the cross-sectional area of the duct shows for both setups after radial mode analysis overall similar sound power levels. It is assumed that the influence on the HP rotor noise is not highly affected by the different TMTF setups, although single modes are highly dependent on the operating condition and the tested TMTF setup. This has to be considered during an aeroelasticity design process when certain modes may excite the following LP rotor.

LP rotor noise

Figure 11 depicts the interaction modes, using the LP trigger, for C1 and C2 at the three operating conditions. As already observed in the azimuthal mode analysis the modes -8 and 8 of the baseline configuration are the highest at approach in the radial mode analysis (see Figure 11). While the amplitude at mode -8 nearly stays at the same power level for cutback and sideline, the amplitude at mode 8 decreases at sideline conditions about 7 dB. The mode

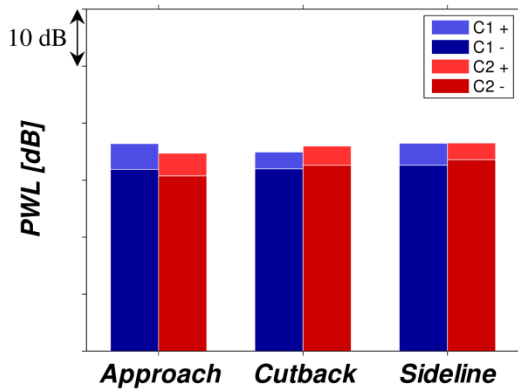


Figure 12: Comparison of the Effective sound power after Radial mode analysis triggering with the HPT for different TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

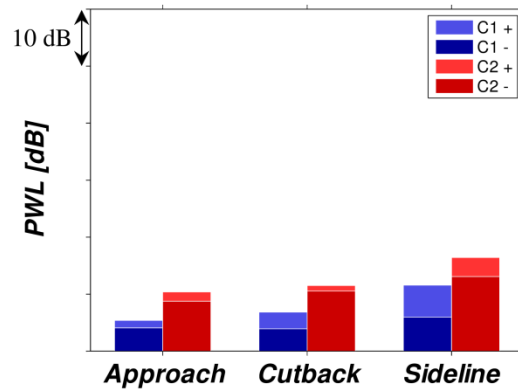


Figure 13: Comparison of the Effective sound power after Radial mode analysis triggering with the LPT for different TMTF setups C1 and C2 at three operating conditions

-16 increases from approach to cutback and sideline about 16 dB and becomes the strongest mode in sideline. While the mode -24 is cut-off at approach, it rises from cutback to sideline and has the highest amplitude at cutback conditions. In case of the 10% shorter TMTF design with non-axisymmetric endwall countouring at the hub a similar trend to the single interaction modes can be observed. The modes -8 and 8 are also the strongest at approach and stay at the same level at the three operating conditions. Moreover mode -16 rises about 20 dB from approach to sideline whereas mode -24 slightly increases from cutback to sideline. Looking at the modes -24, -8 and 8, which are generated by the interaction of the TMTF with the following LP rotor, the influence of the 10% shorter distance between the trailing edge of the struts of C2 and the leading edge of the following LP rotor reduces the time/length of mixing out the wake with the mean flow leading to a more inhomogeneous inflow to the LP blade. Thus, shortening the distance between trailing and leading edge cause higher emitted noise, which can be seen in Figure 13. In addition, the less inclined wakes of C2 (see Faustmann et al. [9]) seem to lead to a simultaneous impingement of the wake over a larger portion of the rotor blade span. In case of the baseline design this interaction is weaker due to a continuous sweeping of the rotor leading edges through the tilted wakes. This is also an advantage in terms of aeroelasticity, because the excitation of the following LP blades is assumed to be lower for the baseline TMTF.

## V. Conclusion

Acoustic measurements were carried out for two different TMTF setups in a two-shaft two-stage transonic test turbine at three operating conditions: approach, cutback and sideline. For the baseline configuration a 3D design approach of the turning strut was chosen. The second design was 10% shorter with 3D endwall contouring applied at the hub.

In the frequency spectra, the peaks of the  $BPF_{HP}$  of C1 and C2 are found to be very similar at the three operating conditions, whereas the peaks of the  $BPF_{LP}$  show a strong upwards trend when increasing the operating point. Both setups show a strong increase in SPL from approach over cutback to sideline whereby the emitted tonal noise of C2 is at every operating condition between 5 dB and 9 dB higher. The same trend is obtained by the azimuthal and the radial mode analysis. Especially the interaction modes generated by the TMTF and the downstream LP rotor increase on the one hand due to the 10% shorter TMTF setup C2 and on the other hand due to the operating conditions from approach over cutback to sideline. The 5 dB higher emitted sound power level of the 10% shorter TMTF at all three investigated operating conditions is due to the less inclined wakes of the struts as well as the shorter distance for mixing out the wakes with the mean flow coming from the strut passage. The more pronounced wakes impinge stronger on the following LP blades and may excite them in a stronger way than in the baseline configuration. Therefore, not only the aerodynamic performance has to be taken into account during an optimization process. Moreover, a holistic approach including also new tools for noise and vibration considerations is necessary for the designer of future highly efficient aero engines.

### Acknowledgments

The authors would like to thank H.P. Pirker as well as MTU Aero Engines, GKN Aerospace (former Volvo Aero) and Ulf Tapken from the DLR Institute of Propulsion Technology, Engine Acoustic Department.

### References

- [1]. **Göttlich, E.** Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*. 2011, 47, pp. 249-279.
- [2]. **Marn, A., Göttlich, E., Cadrecha, D., Pirker, H. P.** "Shorten the intermediate turbine duct length by applying an integrated concept". *ASME Journal of Turbomachinery*. 131 (4), 2009, pp. 1-10.
- [3]. **Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Hoeger, M., Hubinka, J., Göttlich, E.** "Evolution of the flow through a turning mid turbine frame applied between a transonic HP-Turbine stage and a counter-rotating LP-Turbine". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [4]. **Paradiso, B., Santner, C., Hubinka, J., Göttlich, E., Hoeger, M.** "Turning mid turbine Frame behavior for different HP turbine outflow conditions". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2011, Paper-No. GT2011-46502.
- [5]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.** Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part I: Design and steady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95279.
- [6]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.,** Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part II: Unsteady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95280.
- [7]. **Miller, R.J., Moss, R.W., Ainsworth, R.W., Harvey, N.W.** "The effect of an upstream turbine on a low aspect ratio vane". *In Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2004, Paper No. GT-2004-54017.
- [8]. **Wallin, F., Ore, S., Göttlich, E., Santner, C.** "Aero-Design and validation of a turning mid turbine frame". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1713.
- [9]. **Faustmann, C., Göttlich, E.** "Aerodynamic and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014, Paper-No. GT2014-25568.
- [10]. **Faustmann, C., Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heimeir, F.** "Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-95698.
- [11]. **Faustmann, C., Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A.** "The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine". *submitted at 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2014, Paper-No. 2014-0000.
- [12]. **Erhard, G., Gehrler, A.** "Design and construction of a transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2001, Paper-No. GT2000-480.
- [13]. **Neumayer F., Kulhanek, G., Pirker, H. P., Jericha, H., Seyr, A., Sanz, W.,** "Operational behavior of a complex transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2000, Paper-No. GT2000-489.
- [14]. **Hubinka, J., Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Göttlich, E., Heitmeir, F.** Design and construction of a two shaft test turbine for investigation of mid turbine frame flows. *ISABE*. 2009, Paper-No. ISABE-2009-1293.
- [15]. **Hubinka, J., Paradiso, B., Santner, C., Göttlich, E., Heitmeir, F.** "Design and Operation of a two spool high pressure test turbine facility". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [16]. **Santner, C., Göttlich, E., Wallin, F., Hoeger, M.** "Experimental Investigation of turbine mid turbine frame designs". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1710.
- [17]. **Enghardt I., Tapken, U., Neise, W., Kennepohl F., Heinig K.** "Turbine blade/vane interaction noise: acoustic mode analysis using in-duct sensor rakes". *7th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2001.
- [18]. **Moser, M., Tapken, U., Enghardt, L., Neuhaus, L.** "An Investigation of LP-Turbine blade/-vane interaction noise: Measurements in a 1.5 stage rig". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. September 1, 2009, Vol. 223 no. 6, 687-695.
- [19]. **Tapken, U., Enghardt, L.** "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts". *12th AIAA/CAES Aeroacoustics Conference*. 2006.
- [20]. **Taddei, F., De Lucia, M., Cinelli, C., Schipani, C.** "Experimental investigation of low pressure turbine noise: radial mode analysis for swirling flows. *ISUAAAT12*. 2009, Paper-No. I12-S4-4.

- [21]. **Sharma, O. P., Butler, T. L., Joslyn, H., D., Dring, R., P.** "Three-dimensional unsteady flow in an axial flow turbine". *AIAA J. Propul. Power.* 1 (1), 1985, pp. 29-38.
- [22]. **Suder K.L., Hathaway M.D., Okiishi T.H., Strazisar A.J., Adamczyk J.J.** "Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1-measurement and analysis technique". *NASA Tech. Memorand.* 88945. 1987.
- [23]. **Hussain, A., Reynolds, W.** "The mechanics of an organized wave in turbulent shear flow". *Journal of Fluid Mechanics.* 41, 1970, 241-258.
- [24]. **Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Göttlich, E.** "Analysis tools for unsteady interactions in a counter-rotating two-spool turbine rig". *Experimental thermal fluid Science.* 42, 2012, 248-257.
- [25]. **Enghardt, L., Zhang, Y., Neise, W.** "Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique using Wall-Flush Mounted Sensors". *Journal of The Acoustical Society of America.* 1999, Vol. 105, 2.
- [26]. **Sijtsma, P., Zillmann, J.** "In-duct and farfield mode detection techniques". *Proceedings of 13th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference.* 2007, Paper-No. 2007-3439.
- [27]. **Sutliff, D. L.** "Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System". *NASA Technical Memorandum* 213828. 2005.
- [28]. **Tyler, J. M., Sofrin, T.** "Axial flow compressor noise". *SAE Transaction.* 70, 1969, pp. 309-332.
- [29]. **Paige, C. C., Saunders, M. A.** "LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares". *TOMS.* Vol. 8, 1, pp. 43-71.
- [30]. **Morfey, C. L.** "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow". *Journal of Sound and Vibrations.* 1971, Vol. 14, 1, pp. 37-55.
- [31]. **Munjal, M. L.** "Acoustic of Ducts and Mufflers". New York : John Wiley & Sons, 1997.



### 5.3 Bemerkungen zu Paper 3 (Akustisches Clocking als schallreduzierende Maßnahme)

Das dritte Paper mit dem Titel „The Effect of Airfoil Clocking on Noise Generation and Propagation in a Two Shaft Test Turbine“ wurde auf der 20<sup>th</sup> AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference 2014 in Atlanta (Georgia) vorgetragen und in den Proceedings der Konferenz unter der Paper-Nummer AIAA-2014-43345 veröffentlicht. In den beiden folgenden Unterkapiteln wird eine Maßnahme vorgestellt, bei der es durch die Änderung der Relativposition zwischen Hochdruckstator und Niederdruckstator (*Clocking*) zu einer Schallreduktion kommt. Diese Maßnahme wurde erstmals erfolgreich im Rahmen dieser Dissertation untersucht.

#### 5.3.1 Kurzfassung

Die Veröffentlichung [62] beinhaltet akustische Untersuchungen im Zwei-Wellen Prüfstand (TTTF) an sechs verschiedenen Relativpositionen zwischen dem HD-Stator und dem ND-Stator (Stützschaufeln des TMTFs). Der zu untersuchende Strömungspfad bestand aus der bereits für die vorherigen Versuche verwendeten Hochdruckstufenkomponenten, einem umlenkenden Turbinenübergangskanal (C2) und dem gegenläufig rotierenden Niederdruckrotor. Aufgrund der immer strenger werdenden Emissionsgesetze und Lärmvorschriften vor allem in der Nähe von Flughäfen, wird seit einigen Jahren verstärkt an Minimierung von Schallemissionen von Triebwerken und der Flugzeugzelle selbst geforscht. Das Ziel dieser experimentellen Untersuchung ist es, eine ideale Stator-Stator Position zu finden, bei der die Schallemissionen am geringsten sind. Hierfür wird der Begriff akustisches Clocking verwendet. Das akustische Clocking ist eine relativ einfache Möglichkeit leisere Flugzeugtriebwerke zu entwickeln, indem durch eine geeignete Stator-Stator-Relativposition die Amplituden einzelner akustischer Moden gedämpft werden. Diese Moden beeinflussen nicht nur die Schallemissionen eines Flugzeugtriebwerks sondern auch Aeroelastik von stromab liegenden Schaufelreihen. Um die Lärmemissionen stromab der NDT bestimmen zu können, wird ein um 360° verdrehbares Array mit 24 wandbündig eingebauten Mikrofonen (s. Kapitel 4.2) verwendet. Dadurch können zum einen die Schalldruckpegel und die Spektren der Mikrofonsignale bei unterschiedlichen Clocking-Positionen verglichen werden und zum anderen das Schallfeld durch Azimutal- und Radialmoden charakterisiert werden. Anhand von den dominierenden Radialmoden bei sechs verschiedenen Stator-Stator Relativpositionen (s. Abbildung 5.7) wird im folgenden Kapitel das Potenzial des akustischen Clockings diskutiert.

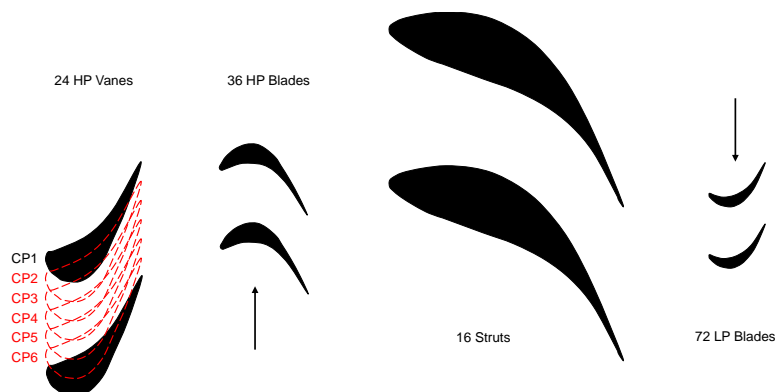


Abbildung 5.7: Mittelschnittdarstellung der Hoch- und Niederdruckstufe inklusive der sechs Clockingpositionen

### 5.3.2 Ergebnisse

Insgesamt wurden sechs Versuche durchgeführt, wobei bei jeder der sechs Clocking-Positionen das Mikrophonarray einmal um  $360^\circ$  in  $2^\circ$  Schritten traversiert und anschließend ausgewertet wurde. Die Ergebnisse der Radialmodenanalyse bei der jeweiligen Clocking-Position sind im angefügten Paper [62] zu finden. Bei der Auswertung mit Hilfe der Radialmodenanalyse wurde das Hauptaugenmerk auf sechs Moden mit den höchsten Amplituden gesetzt. Diese Moden können nach Tyler und Sofrin [30] den entsprechenden Schaufelreiheninteraktionen zugeordnet werden und dadurch deren Ursache verstanden werden. Es stellte sich heraus, dass nicht nur die Absolutwerte der einzelnen dominierenden Moden in der Schalleistung variierten, sondern auch ihr Trend sich über die sechs Clocking-Positionen offensichtlich änderte. Zudem wurde für jede Clocking-Position eine Schalleistung ermittelt, die sich aus dem Aufsummieren der dominierenden Moden ergibt. Bei beiden Betrachtungsweisen zeigte sich, dass nur ein paar Moden den Trend der Summenschalleistung dominieren. Diese Moden können wiederum einen starken Einfluss auf die Aeroelastik des Triebwerks haben. Bei den Versuchen kristallisierte sich eine ideale Clocking-Position heraus, die dadurch charakterisiert ist, dass dort die Schalleistung am niedrigsten war. Mit einer Reduktion der Schalleistung um 4 dB (s. Abbildung 5.8) konnte demonstriert werden, dass das akustische Clocking, also die richtige Wahl der Relativposition zwischen HD-Stator und ND-Stator als schallreduzierende Maßnahme bei Flugzeugtriebwerken eingesetzt werden kann.

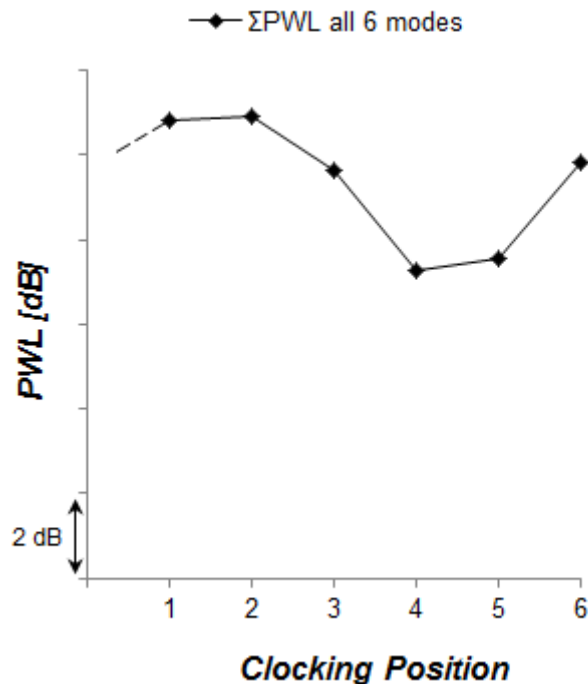


Abbildung 5.8: Schalleistung aufsummiert über die sechs dominanten Moden

### 5.3.3 Paper 3

Faustmann, C., Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A.

**“THE EFFECT OF AIRFOIL CLOCKING ON NOISE GENERATION AND PROPAGATION IN A TWO SHAFT TEST TURBINE”**

20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. 2014, Atlanta, Georgia, USA,  
Paper-No. 1888811



# The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine

C. Faustmann<sup>1</sup>, S. Bauinger, A. Marn, E. Göttlich

*Graz University of Technology, Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics,  
Graz, Austria*

The paper deals with the investigation on the acoustics in a two-stage two-spool test turbine located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) of Graz University of Technology regarding six distinct relative positions between the HP stator and the struts of a Turning Mid Turbine Frame (TMTF). The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air and which allows the acoustic measurements to be performed at engine relevant flow conditions (Mach number similarity). The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage consisting of the turning mid turbine frame (TMTF) and a counter-rotating low pressure rotor. Compared to the setup within the EU-Project DREAM, the rig was upgraded by fully circumferentially traversable measurement sections at the inlet of the TMTF as well as downstream of the LP-turbine.

Due to the fact that noise emitted by aero engines became a very important issue especially during the last few years, acoustic measurements were carried out downstream of the low pressure turbine for six stator-stator clocking positions. The aim of these analyses was to find an ideal vane-vane position where sound emissions can be reduced compared to other positions and thereby finding a quite simple possibility for making aero engines more quiet respectively reducing the amplitudes of certain modes which not only influence acoustics but can also have a big impact on the aeroelastics of an aero engine.

In order to evaluate the noise emission of the turbine the outflow duct of the facility was instrumented with a new acoustic measurement setup which uses a circumferentially traversable microphone array located at the outer casing. The acoustic field was characterized by azimuthal and radial modes determined by traversing the microphone array over 360 degrees and therefore the emitted sound power levels at certain significant radial modes are compared for different vane-vane positions.

## Nomenclature

$A$	Fourier coefficient of the circumferential mode
$B$	number of blades
$c_{ax}$	axial chord length
$f$	frequency
$h$	duct height
$m$	circumferential mode
$m_{r,in}$	reduced mass flow, stage inlet
$n$	index of the BPF harmonic
$n_{r,in}$	reduced rotational speed, stage inlet
$n_c$	number of circumferential points
$p_t$	total pressure
$q$	generic flow variable
$r$	radius
$Re$	Reynolds number
$t$	time

<sup>1</sup> Corresponding author, christian.faustmann@tugraz.at, AIAA Member

$T$	blade passing period
$V$	number of vanes
$\theta$	circumferential coordinate
$\Omega$	rotor angular velocity
$\langle \rangle$	deterministic periodic component
<i>Superscripts</i>	
-	time averaged properties
~	ensemble-averaged properties
'	stochastic fluctuating component
<i>Abbreviations</i>	
<i>BPF</i>	Blade passing frequency
<i>CP</i>	Clocking Position
<i>HP</i>	High pressure
<i>LP</i>	Low pressure
<i>PWL</i>	effective sound power level
<i>STTF</i>	Subsonic Test Turbine Facility
<i>TMTF</i>	Turning Mid Turbine Frame
<i>TTTF</i>	Transonic Test Turbine Facility

## I. Introduction

Future aero engines are characterized by further reductions in weight, fuel burn, noise and operational costs. Therefore, the ACARE 2020 (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) targets demand a performance improvement in terms of fuel consumption (reduction by 50%) and NO<sub>x</sub>-emissions (reduction by 80%) as well as a decrease of 10 dB effective perceived noise level (EPNL) per certification point. To reach these requirements researchers also put high emphasis on the improvement of the intermediate turbine ducts guiding the flow from the HP to the LP turbine.

In several engines bulky struts are located within the transition duct in order to support the engine shaft bearings and to lead through service pipe lines. These wide chord vanes induce an obstacle for the fluid flowing towards the LP turbine causing higher losses in this part of the machine. Göttlich [1] published a review on the present state of the research on these components.

Among the different solutions aimed to shorten the transition duct, an integrated concept such as the turning mid turbine frame (TMTF) represents a remarkable example. Such architectures have been studied in one-and-a-half stage [2] and two-stage [3; 4; 5; 6] configurations in the Transonic Test Turbine Facility (TTTF) located at Graz University of Technology. In those concepts the idea was to replace the first LP vane row by integrating their function into aerodynamically optimized turning struts. This leads to a wide chord vane setup similar to those used in Ref. [7] in the Oxford rotor facility at the Osney Laboratory representing the LP turbine stator of a Rolls-Royce three-shaft engine.

After many investigations discussing the aerodynamic properties of such turning mid turbine frames like in Santner et al. [8] or in Faustmann et al. [9] this paper deals with the acoustics in such an intermediate duct focusing on the effects of clocking. Over the last few years a lot of research was carried out in order to investigate a possible influence of the stator-stator clocking position on the aerodynamic performance of turbine stages. Haldeman [10] demonstrated that there is no best clocking position that uniformly reduces the unsteadiness on the transition duct or LP vane. That means that if there is a critical location on the airfoil for which the amplitude of the unsteady surface pressure is too high, clocking may be one solution for reducing the local level of unsteadiness. Additionally, Schennach et al. [11] found out that in a one-and-a-half transonic test turbine with the same HP and LP-vane count the clocking position where the first vane wake directly impinges the leading edge of the second vane leads to a strong interaction between wake and boundary layer and caused an increase in turbulent kinetic energy and pressure fluctuations in the second vane's wake. During their clocking investigations, Schennach et al. [12] carried out that especially in transonic turbines, shock waves must be taken into account.

While over the last years the main focus was put on the aerodynamic effects of clocking less literature is present on the impact of clocking on acoustic performance under engine relevant conditions. Blaszcak [13] for example did acoustic measurements in a two stage low pressure turbine and found a reduction of noise emissions up to 10 dB by using the so-called blade-to-blade or stator-to-stator indexing effect. Vázquez et al. [14] measured eight different clocking positions in a three stage turbine by means of two axial microphone arrays over a range of speed. During

these investigations a clear clocking effect could be detected and even though the reduction of the tone amplitudes with respect to the clocking position are strongly dependent on the tone analysed and the test conditions, a maximum difference between two clocking positions of 6 dB could be found.

Most of the clocking studies obtained the optimum acoustic clocking position at a position which was also the optimum for aerodynamics. Just a few authors received from their measurements that the maximum of efficiency and the minimum of noise emissions can be achieved at different vane-vane positions. This effect was also found within the experiments whose results are presented in the paper of Nesbitt [15].

For completing the already available aerodynamic data concerning the influence of clocking the two-spool facility at the Institute was instrumented with microphones placed downstream of the LP rotor in order to perform acoustic measurements on the generated noise level for different clocking positions. The acquisition system consists of a fully circumferentially traversable microphone array located at the outer casing downstream of the low pressure turbine. For the characterization of the azimuthal and radial modes, the microphone array has to be traversed over 360 degrees.

The modal decomposition and Fourier analysis of the unsteady flow field showed that the unsteadiness content measured in the acoustic field downstream of the two-spool rig is highly affected by the HP rotor, whose fluctuations are found not to decay through the low pressure turbine [16; 17].

The aim of this paper is the comparison regarding the acoustic behavior of a test turbine rig when varying the relative position between the stator of the HP stage and the TMTF. The attention was here especially turned on certain single modes, which correspond to the interaction modes, and the variation of their amplitude due to clocking.

## II. Experimental Setup and Methodology

### Facility

The Transonic Test Turbine Facility (TTTF) is a continuously operating two-stage cold-flow open-circuit plant, which consists of a transonic HPT stage and a counter-rotating LPT stage. This unique configuration allows the testing of rig inserts with a diameter up to 800 mm under engine-representative flow conditions. Both turbines are designed with overhung-type turbine shafts and additionally the LPT is mounted on an axially moveable frame. This allows easy disk assembly without dismantling the bearings and the simple rig modification between setups with transition duct and turning mid turbine frame designs of different axial lengths. The facility is driven by pressurized air delivered by a separate 3 MW compressor station. The shaft power of the HP turbine stage drives a three-stage radial brake compressor. This brake compressor delivers additional air mixed to the flow from the compressor station and increases the overall mass flow. The air temperature at turbine stage inlet can be adjusted by coolers between 40 °C to 185 °C. The maximum shaft speed of the HPT stage is limited to 11550 rpm and depending on the stage characteristic a maximum coupling power of 2.8 MW at a total mass flow of 22 kg/s can be reached. The power of the LP turbine is absorbed by a waterbrake with a maximum power of 700 kW. Detailed information on the design and construction of the original single stage facility can be found in Ref. [18], on the operation in Ref. [19]. For the design of the LP-stage together with the turning mid turbine frame see [20]. Hubinka et al. [21] show first results from the rig behavior, whereas Santner et al. [8] discuss the results of an experimental investigation of the flow at the duct inlet and exit as well as downstream of the LPT.

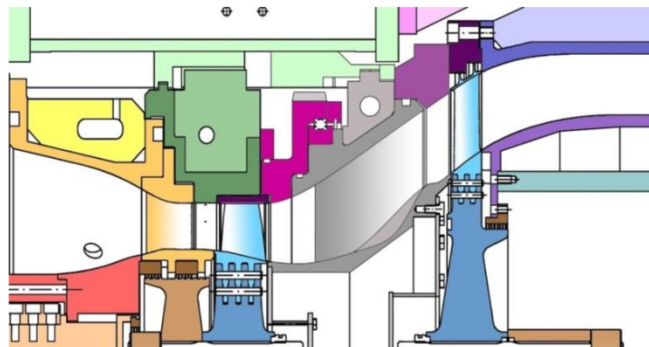


Figure 1: Cross-sectional view of the test setup with TMTF configuration

Table 1: Blading parameters and operating conditions

	Blading parameters				Operating conditions		
	HP vane	HP blade	TMTF	LP blade		HP stage	LP stage
Vane/blade no.	24	36	16	72	$n_{r,in}$ [rpm/ $\sqrt{K}$ ]	524.4	195.3
$h/c_{ax}$	1.15	1.37	0.53	2.94	$m_{r,in}$ [kg/s · $\sqrt{K/bar}$ ]	81.2	214.6
Re( $10^6$ )	2.38	1.1	1.86	0.46	stage $p_t$ ratio	3	1.3
Tip gap	-	unshrouded	-	shrouded	Power [KW]	1710	340

The investigated test setup consists of a single-stage unshrouded transonic HP turbine, and an S-shaped turning mid turbine frame followed by a shrouded counter-rotating LP rotor. Firstly, the incoming air flows through a transonic HP turbine with unshrouded rotor and is then turned by the 16 struts of the TMTF in negative direction relative to the rotation of the HP rotor. Then the air enters the LP rotor at a larger diameter and with an appropriate swirl angle. For the main blading parameter see Table 1.

On the one hand the vane and blade count were chosen to have engine-like blade/vane ratios for the turbine components, while, on the other hand, to ease clocking effect studies [4] as well as rig modeling for CFD simulations. In fact the spatial periodicity of the whole machine is  $90^\circ$  and this allows to significantly reduce the computational cost whenever unsteady calculations have to be performed to investigate the full component interactions [22].

The HP vanes as well as the outer casing up- and downstream of the struts are fully rotatable in circumferential direction. This allows for circumferentially traversing of the probes and microphones downstream of the low pressure turbine (see Figure 1, violet and blue parts).

### Operating conditions

Table 1 also displays the main parameters of the operating point. Similar operating conditions for each test drive were obtained by keeping the HP stage pressure ratio, the inlet temperature, the reduced massflow and the reduced speeds of the turbines constant. The HP vanes are operating under choked conditions. The absolute Mach number at the inlet of the turning mid turbine frame with a value of about 0.5 is representative for duct inlet conditions of modern jet engines with a single stage HP turbine at the cruise operating point.

### Measurement technique

The microphone array, which was used to instrument the rig, consists of 24 microphones type GRAS 40DB. This type of microphone is a 1/4-inch prepolarized pressure microphone with a dynamic range upper limit of 170 dB and a linear frequency response from 10 Hz to 25 kHz ( $\pm 1$  dB). The preamplifier type 26AC has a very low inherent noise level as well as a dynamic range and a frequency response from below 2 Hz to 200 kHz ( $\pm 0.2$  dB). These pressure microphones have a so called sphere characteristic, which means, that every sound wave, independent from the angle of impingement on the diaphragm, has nearly the same intensity. There are two ways of mounting the microphones for acoustic investigations in flow ducts, either mount as microphone rake in the flow [23], or with flush mounted microphones on the wall [24]. The microphone array was designed by the Department of Engine Acoustics of the DLR Institute of Propulsion Technology according to the guidelines described in Ref. [25]. The challenge was to optimize the microphone arrangement with regard to the limited installation space and the frequency range of interest. In total, 25 microphones are used, one as a reference microphone at the hub, which is fixed, and 24 microphones staggered and flush mounted at the outer casing downstream of the LP turbine, which are fully circumferentially movable. The angular spacing between the microphones is  $6^\circ$  and can be seen in Figure 2. The first 12 microphones are placed in the non-cylindrical part of the flow duct with an axial displacement of 6 mm with respect to the center of the diaphragm. The acoustic measurement data out of this region will be used in the future in combination with an advanced mode analysis technique extended to non-cylindrical ducts. For the moment,

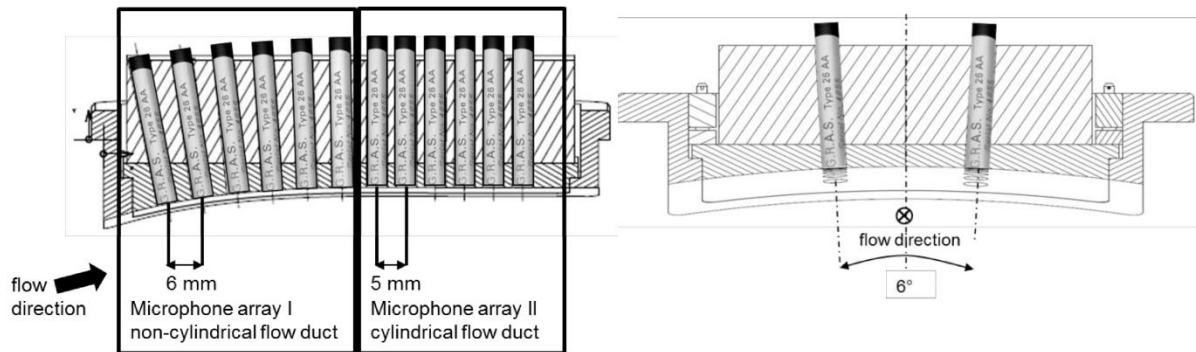


Figure 2: Meridional and axis-orthogonal views of microphone array I and II

since the established acoustic post processing tools are developed for flows in cylindrical ducts (as e.g. described in [23], [24], [25], [26]), it was important to maximize the number of microphones in the straight part of the measurement section (Figure 2). The results presented in this paper are taken from this downstream located microphone array II. Outcome of the optimization procedure was an axial microphone separation of 5 mm (see Figure 2).

#### Data Acquisition

For the data acquisition National Instruments equipment was implemented using a sampling frequency of 60 kHz. The post processing is done up to a frequency of 15 kHz. 26 of 32 channels are allocated to the 24 microphones plus one reference microphone as well as the HP- and the LP-trigger. The trigger signal was used to reconstruct the unsteady sound field by the rotor phases. The microphone array is traversed in steps of  $2^\circ$  and at each measurement point the signal from every channel is time-accurately acquired and stored during a data acquisition period of 20 seconds per measurement position. This corresponds to more than 1000 revolutions of the LP turbine and more than 3500 of the HP turbine. In total 180 measurement positions are recorded in one and a half hours. During this time the operating condition of the test rig is maintained perfectly stable.

### III. Acoustical Analysis

In the present paper the acoustic analysis consists of four constitutive main parts, which will be described in detail in the following sections. Since the two rotors of the test rig are counter-rotating and their rotational speeds are uncorrelated, the acoustic field, relating to the HP-rotor and the LP-rotor, respectively, is analyzed separately. Therefore, phase averaging and adaptive resampling are performed on the measured sound pressure. After a classical Fast Fourier Transformation (FFT) determining the harmonic frequencies induced by each rotor, the processed sound pressure can be described in terms of acoustic cut-on modes propagating in the duct at a specific frequency. These modes exhibit a certain circumferential (detected by the Azimuthal Mode Analysis) as well as radial pattern (detected by the Radial Mode Analysis) depending on the cut-on frequency. It has to be mentioned that the azimuthal modes are used as a basis for the calculation of the radial modes (see equation 11).

#### Phase Averaging and Adaptive Resampling

In order to determine the acoustic effects induced by each rotor separately, a phase locked averaging based on the phase of one of the two rotors is done. Each shaft encoder generates a pulse per revolution signal, defining the beginning of each revolution as well as the end of the previous one (e.g. [27] and [28]). Triggering the flow is performed according to the triple decomposition procedure, which characterize a single source of periodic unsteadiness [29]:

$$p(t) = \bar{p} + \langle p \rangle + p'(t) \quad (1)$$

where the time dependent pressure  $p(t)$  is composed of the sum of the averaged pressure  $\bar{p}$ , the purely periodic component  $\langle p \rangle$  associated with a coherent periodic structure and the random fluctuation  $p'(t)$  associated mainly with turbulence.



Each revolution is split up to a fixed number of samples, in order to correct the small speed variations of the two turbine shafts [30]. The average of the samples at the same phase form the phase averaged values. Such procedure is very well established and allows the identification of the structures correlated to the rotor rotational speed. The fluctuations of the flow quantities induced by the other rotor are then completely removed. Depending on the used trigger the acoustic effects coming from the HP-rotor and the LP-rotor, respectively, can be determined.

### Modal decomposition

Sound pressure fluctuations at any circumferential position can be described as a sum of harmonics, represented by a Fourier series. For a cylindrical or annular duct solving the linearized wave equation leads to the space and time dependent sound pressure, which can be described in terms of acoustical modes, represented by the following expression ([31] and [32]):

$$p(x, r, \varphi, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\varphi} e^{-i\omega t} \quad (2)$$

where  $A_{mn}^+$  and  $A_{mn}^-$  are the complex radial amplitudes, downstream and upstream, respectively,  $m$  is the azimuthal mode order,  $n$  is the radial mode order,  $\omega$  is the angular frequency and  $R$  is the outer radius of the duct. The modal shape factor  $f_{mn}$ , depending on the hub-to-tip ratio  $\frac{r}{R}$  and the eigenvalues  $\sigma_{mn}$  of the specific geometry, represents the solution of the Bessel differential equation, describing the radial acoustic field considering hard wall boundary conditions ([25] and [33]). It is defined as:

$$f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) = \frac{1}{\sqrt{F_{mn}}} \left( J_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) + Q_{mn} Y_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \right) \quad (3)$$

In this equation  $J_{mn}$  and  $Y_{mn}$  are the Bessel functions of order  $m$  of first and second kind, respectively,  $Q_{mn}$  is an amplitude factor and  $F_{mn}$  is a normalization factor, transforming the system from an orthogonal to an orthonormal eigensystem according to [25] and [33].

The axial wave numbers  $k_{mn}^+$  and  $k_{mn}^-$ , downstream and upstream, respectively, are depending on the local flow properties, such as the axial Mach number  $M_x$  and the swirl number  $\Omega$ . In the present paper the swirl is approximated by a rigid body rotation of a steady flow, which leads to a modification of the wave number definition [34]:

$$\tilde{k} = k - \frac{m\Omega}{c} \quad (4)$$

The axial wave numbers are then calculated as follows ([31] and [25]):

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{\tilde{k}}{1 - M_x^2} (-M_x \pm \alpha_{mn}) \quad (5)$$

$$\text{with } \alpha_{mn} = \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \frac{\sigma_{mn}^2}{(\tilde{k}R)^2}}$$

For propagation of the individual mode combination  $(m, n)$  along the duct, the axial wave number  $k_{mn}^{\pm}$  has to be real. Otherwise, the result of equation (2) yields to a sound pressure decay if  $k_{mn}^{\pm}$  is a complex number and the sign of its imaginary term is positive. The frequency, at which a mode  $(m, n)$  is first able to propagate, is defined by the cut-on frequency [25]:

$$(kR)_{mn} = \sqrt{1 - M_x^2} \sigma_{mn} + \frac{m\Omega R}{c} \leq k_0 R. \quad (6)$$

The swirl factor  $\frac{m\Omega R}{c}$  shifts the cut-on frequency to higher or lower values, depending on the sign of  $\Omega$ . That means for the cut-on modes also to be shifted to higher or lower azimuthal mode orders  $m$ , hence, the propagating mode distribution becomes asymmetric concerning the direction of propagation. In order to allocate specific propagating modes to rotor-stator interactions in turbomachinery devices, Tyler and Sofrin [35] composed following expression:

$$m = hB \pm kV \quad (7)$$

where  $h$  is the harmonic index (1 for the 1<sup>st</sup> BPF, 2 for the 2<sup>nd</sup> BPF, etc.),  $B$  the number of rotor blades,  $V$  the number of stator vanes and  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$  the integer. It is possible to consider the interactions of the rotor with subsequent stages by simply superimposing the effect of the single event. For example, in a turbine a mode  $m^*$  generated by a stator-rotor interaction will be scattered in the modes  $m = m^* + kV_2$  with  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$  by the following stator rows. Hence, for a stator-rotor-stator assembly the following modes are predicted:

$$m = hB + k_1V_1 + k_2V_2 \text{ with integers } k_1, k_2 \quad (8)$$

$V_1$  and  $V_2$  are the number of vanes of the first and second stator row, respectively.

#### Azimuthal Mode Analysis

For determining the complex amplitude at frequency  $f$  for each azimuthal mode  $m$ , equation (2) can be written (see [36]) as

$$A_m(x, r)_f = \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn,f}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn,f}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right). \quad (9)$$

This leads to the following expression ([35]) for the azimuthal mode amplitude  $A_m$ , which is calculated after a time to frequency domain transformation (FFT) is applied to the measured and phase averaged pressure  $p(x, r, \varphi, t)$  for any circumferential position  $\varphi$  and axial microphone position  $x$ :

$$A_m(x, r)_f = \frac{1}{N_\varphi} \sum_{k=1}^{N_\varphi} p(x, r, \varphi_k)_f e^{-im\varphi_k} \quad (10)$$

#### Radial Mode Analysis

The radial mode amplitudes can be calculated from equation (2) or from equation (9) using the result of the azimuthal mode analysis. For each azimuthal mode order  $m$  a linear matrix equation system  $\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn}$  can be found [25]. In order to determine the radial mode amplitudes  $A_{mn}$  the system leads to the inverse problem

$$\mathbf{A}_{mn} = [\mathbf{W}_m^H \mathbf{W}_m]^{-1} \mathbf{W}_m^H \mathbf{A}_m \quad (11)$$

where  $\mathbf{W}_m^H$  is the Hermitian conjugate of the matrix  $\mathbf{W}_m$  (with elements  $W_{mn} = f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{ik_{mn}^\pm x}$ ). Since this matrix equation system is highly overdetermined, a least-mean-squares fit algorithm is used for calculation [37].

Considering the energy carried by each individual mode in a hard walled duct, the effective sound power with reference to the cross-section area of the duct can be determined according to Morfey [34]:

$$P_{mn}^\pm = \frac{\pi R^2}{\rho c} \frac{\alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{(1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^\pm|^2 \quad (12)$$

The complex factor  $\alpha_{mn}$  contains the definition of the cut-on frequency (see equation (5)). Hence, the sound power is only transported in the axial direction.

## IV. Results and Discussion

This part of the paper presents the results of the investigation of noise generation and propagation for different clocking positions (CP) of the HP vanes and the TMTF struts. A meridional section presenting the six vane-vane positions can be found in Figure 3.

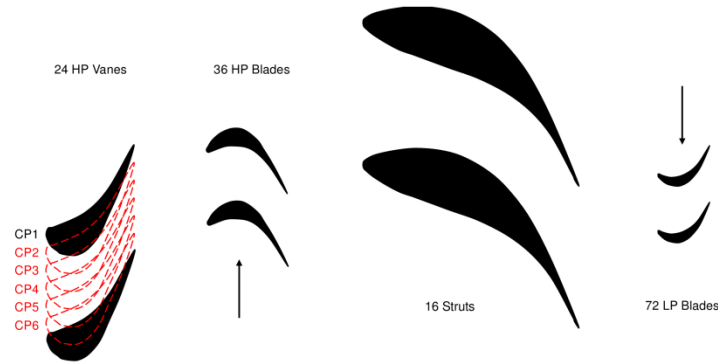


Figure 3: Meridional section of the HP and LP stage showing the different clocking positions

Based on the theory described in the previous section of the paper the following pictures show the results of the acoustic measurements after radial mode analysis for the first blade passing frequency (BPF) of the HP rotor. More detailed the sound power levels both in positive (gray bars in Figure 4) and in negative (white bars in Figure 4) flow direction were calculated and plotted for all the radial modes over the azimuthal modes at the abscissa. Furthermore an overall sound power level was determined by logarithmic addition for both directions of propagation. As a representative value the sound power level was chosen because compared to the sound pressure level, this quantity is independent from the location of the sound source respectively the location of the receiver which is in this case a microphone array (see Figure 2). That means it is a total power that is emitted in all directions by the source.

Figure 4 shows the sound power level in decibel (dB) over the propagatable azimuthal modes  $m$  summed over the radial mode order  $n$  in the up- and downstream direction for all clocking positions (CP 1 to CP 6). Several peak values of the sound power level, so called interaction modes, are clearly visible in the figures. These significant modes are up to 20 dB above the modes, which cannot be calculated with the equation of Tyler and Sofrin (see equation (7)) or with the extended approach (see equation (8)). In particular, the modes  $m = -20$  and  $m = -12$  are the dominating modes over all the clocking positions except CP4. At this clocking position the mode  $m = -4$  is higher than  $m = -12$ . Nevertheless CP4 is the clocking position, where the sum of the most significant modes has its minimum (see Figure 6).

For the further discussion just the six dominating modes with the highest values of sound power level are considered. A discussion of single modes is also suitable, because even single modes can have an influence on the aeroelastics and can excite vibrations of certain parts of the engine, especially the following LP rotor blades. Furthermore, with this analysis of certain modes the origin of a higher or a lower overall sound power level dependent from the clocking position can be determined.

That means that the most significant modes, which can be derived from different stator/rotor/stator interactions whose values can be calculated with equation (7) or (8), are picked out and compared for the six different clocking positions. These modes also have the most dominant influence on the overall sound power level because if the difference between two incoherent sound signals is higher than 10 dB, the acoustic source with the smaller level has no influence on the summed up value.

The following significant azimuthal modes were detected. They all have their origin in interactions between HP stator, HP rotor and TMTF. Additionally one of the possibilities for calculating them by using equation (8) is given in Table 2:

Table 2: Significant azimuthal mode orders due to airfoil interaction at TTTF

Azimuthal mode order	24 HP-vanes	36 HP-blades	16 LP-vanes (turning struts)
$m$	$k_1$	$h_1$	$k_2$
+4	-2	+1	+1
-4	-3	+1	-2
+12	+1	+1	-3
-12	-4	+1	+3
+20	-1	+1	+2
-20	-3	+1	+1

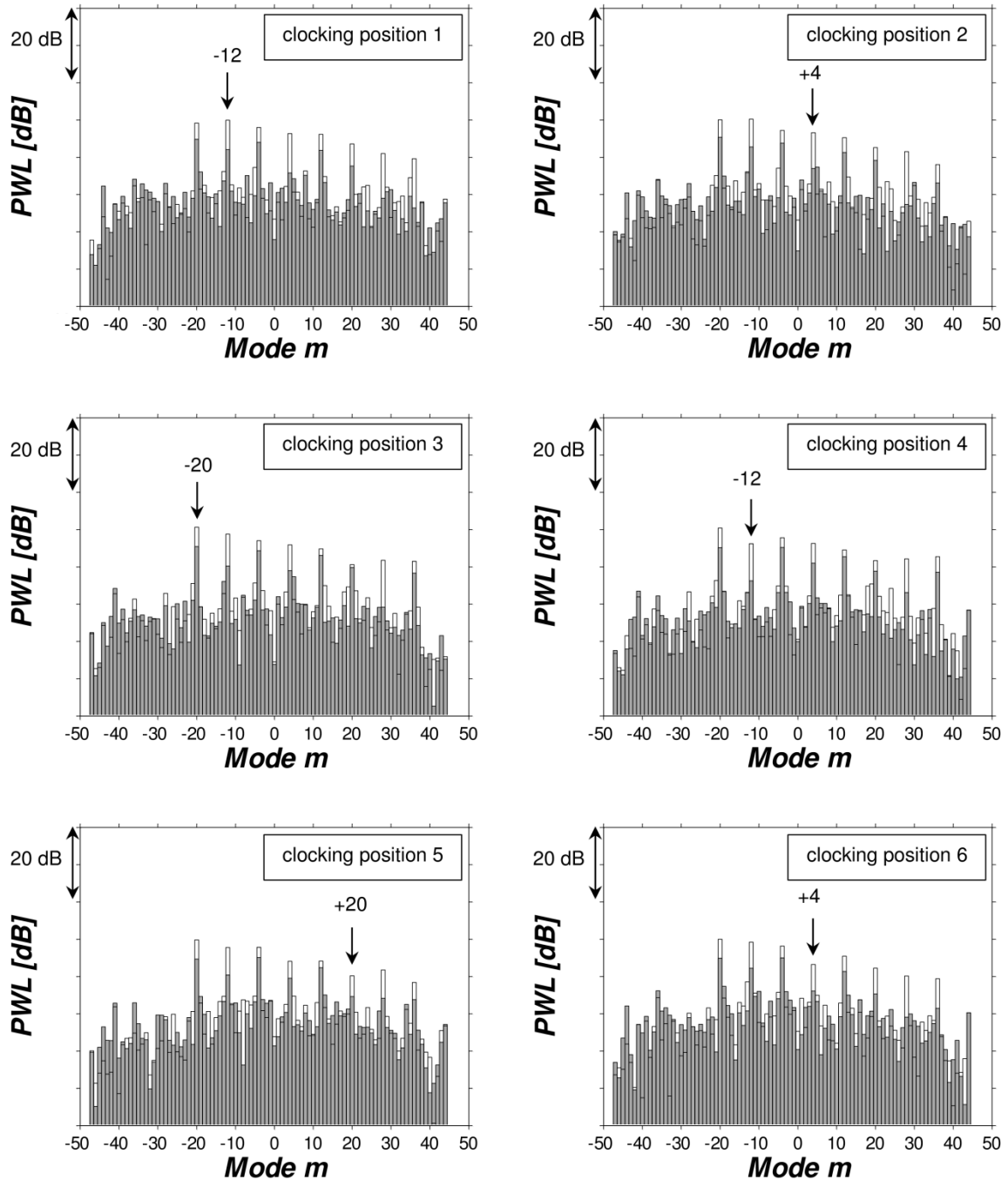


Figure 4: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the HP trigger ( $BPF_{HP}$ ) at six clocking positions; white bars for positive (downstream) and gray bars for negative (upstream) flow direction

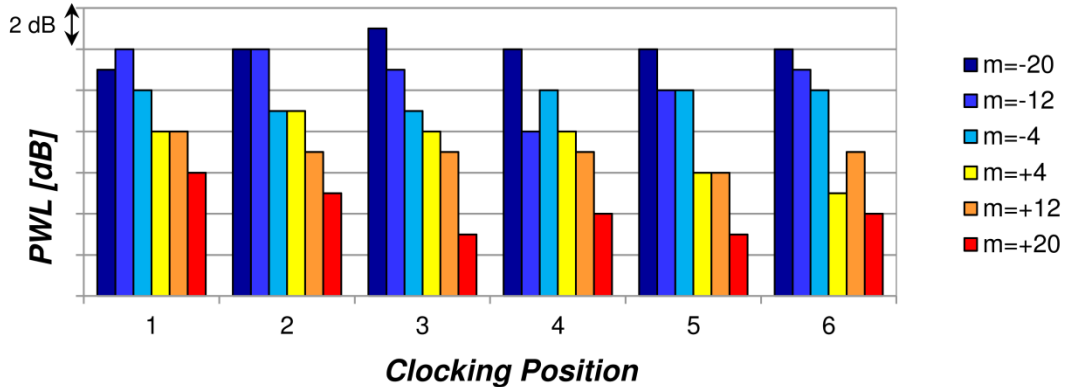


Figure 5: Six most dominant modes at seven different clocking positions

As already mentioned mode  $m = -20$  has the highest amplitude. This mode rises over the first three clocking positions (see Figure 5) reaching its maximum at clocking position 3, which is close to the aerodynamic clocking position. The aerodynamic clocking position was defined by pre-test CFD calculations in that way, that most of the wakes of the HP stator should impinge on the leading edge of the struts of the TMTF. It is important that mode  $m = -20$  just can be determined by the interactions of HP stator, HP rotor and the TMTF. That's why the authors assumed this certain mode originates from an effect where the TMTF plays a significant role. In particular it means that the wakes of the HP stator impinge on the leading edges of the TMTF-struts and the flow through the strut passage of the TMTF remains more or less undisturbed. At the same time it implies, however, that the flow behind the turning mid turbine frame is more inhomogeneous with bigger differences between the wake of the TMTF and the passage flow. What seems to be good for the aerodynamic design of a turbine stage is obviously disadvantageous for some modes determined during acoustic investigations. By changing the relative vane-vane position to the fourth clocking position the amplitude of  $m = -20$  is damped. At clocking position 5 and 6 the level stays the same. The large amplitude of mode  $m = -20$  is due to the vane/rotor/strut interaction. This mode is not predicted by the HP stator-HP rotor interaction neither by the HP-rotor/TMTF interaction. The unsteady interaction of the HP-stage is scattered by the downstream turning struts in the flow path. Also Lengani et al. [38] determine the mode  $m = -20$  to be the dominating mode, generated by the interaction of the HP-stage and the TMTF.

In addition, Lengani et al. [38] found out that the  $m = -12$  has also high amplitudes. As Figure 5 shows the amplitudes of  $m = -12$  decrease from clocking position 1 to 4 and rise again from CP4 over CP5 to CP6. The minimum amplitude occurs at clocking position 4. The mode  $m = -12$  is either generated by the HP-stator/HP-rotor interaction or by the HP-rotor/TMTF interaction. In case of mode  $m = -12$  the strongest influence of the various clocking positions can be determined. This mode is reduced by 4 dB by changing the relative vane-vane position from CP1 to CP4.

For the modes  $m = +12$  and  $m = +20$  a similar trend to mode  $m = -12$  can be observed. These modes also show variations in their amplitudes of up to 3 dB due to different relative positions of the HP-blades and the turning struts. The amplitudes of both modes reach their minimum at clocking position 5, whereas the level of the amplitudes is decreasing from 1 to 4. Multiple interaction mechanism causes these modes. The mode  $m = +12$  is generated on the one hand by the interaction of the HP-vanes and the HP-blades and on the other hand by the interaction of the HP-stage with the TMTF. The mode  $m = +20$  is always generated in conjunction with the TMTF-vanes, either with the HP-rotor or with the HP-stage.

While mode  $m = -4$  seems to stay quite constant over the six clocking positions, mode  $m = +4$  changes significantly from CP2 to CP6 up to 4 dB, whereas at the last clocking position the amplitude of  $m = +4$  has its lowest value. Both modes are the result of the interaction of the HP-stage and the TMTF. Although, single modes like  $m = +4$  and  $m = +20$  have a lower amplitude than e.g. mode  $m = -20$ , these modes can have an influence on the aeroelastics and can excite vibration of certain parts of the engine especially the blades of the following LP-rotor.

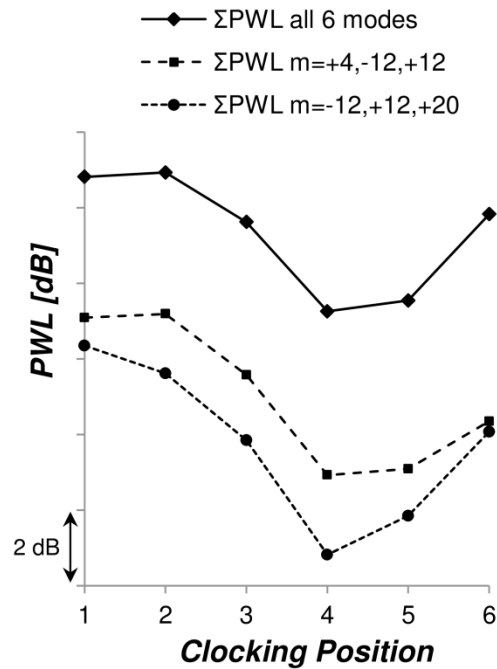


Figure 6: Overall sound pressure level for all six significant modes, for modes  $m=+4, -12, +12$  and for modes  $m=-12, +12, +20$  over the clocking positions

All the already explained effects are combined in Figure 6 where the overall sound power level for three different combinations of modes is plotted over the clocking positions: The black line in Figure 6 represents the values for the six most important modes, the dotted line the sum of modes  $m=+4, m=-12$  and  $m=+12$  and the dashed line shows the overall levels for modes  $m=-12, m=+12$  and  $m=+20$ . Even though the values for all six modes are higher than for the other two curves, it can be clearly seen that the curves show a very similar trend with a minimum at CP 4 for the second line including mode  $m=+20$ . That's why the authors assume that the ideal clocking position for acoustics can be found at CP 4 which does definitely not coincide with the ideal position for aerodynamics.

## V. Conclusion

An experimental investigation in a two stage test turbine facility was performed in order to explore the potential of different vane-vane clocking positions on the machine noise generation and propagation. Therefore a new acoustic measurement section with an array of 24 microphones at the shroud was mounted downstream of the LP stage. The whole microphone array can be divided into two subarrays each consisting of 12 microphones. Due to the curvature of the exit duct, the first subarray measures the acoustic field in a non-cylindrical diffuser while the second part of the array already is located in the cylindrical part of the duct. The assumption of a cylindrical duct for the executed acoustic investigations is therefore valid for this rear part of the measurement section. That's why only the second subarray including the last 12 microphones was used for the post processing.

In total six different clocking positions were analyzed and the microphone array was rotated by  $360^\circ$  with  $2^\circ$  spatial resolution. The achieved measurement data was then post processed and investigated in consideration of propagatable modes. For this purpose also the modal decomposition introduced by Tyler and Sofrin was applied for the analysis of the experimental data. The post processing consisted in performing phase averaging followed by a Fast Fourier Transformation as well as the radial mode analysis together with a rigid swirl model due to the swirl downstream of the LP rotor.

Differences were already detected between the diagrams for the sound power level plotted over the azimuthal modes of two altering clocking positions. However, the main focus was put on the six most significant modes which were analyzed regarding their sound power levels for the six clocking positions. It was found that the modes not only varied in their absolute values for the sound power but also their trend over the clocking positions changed

apparently. Furthermore the overall sound power level for different combinations of the most dominant modes was calculated and the trend of the obtained graphs was compared with the results of the preceding radial mode analysis. For both investigations it was figured out that there are just a few modes that in fact dominate the trend of the summed up sound power value and that can also have a strong influence on aeroelastics of the engine. Besides, an ideal clocking position for acoustics was found, although it doesn't seem to coincide with the aerodynamic clocking position. The difference of the overall sound power level for the six most relevant modes between the acoustic clocking location (CP 4) and the aerodynamic one (CP 3) is about 2 dB. CP 4 differs even more significantly from the position with the maximum sound power level (CP 2), namely about 4 dB.

### Acknowledgments

The authors would like to thank Mr. H.P. Pirker for operating the compressor station as well as MTU Aero Engines and Ulf Tapken from the DLR Institute of Propulsion Technology, Engine Acoustic Department for the design of the alignment of the microphones in the acoustic measurement section

### References

- [1]. **Göttlich, E.** Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*. 2011, 47, pp. 249-279.
- [2]. **Marn, A., Göttlich, E., Cadrecha, D., Pirker, H. P.** "Shorten the intermediate turbine duct length by applying an integrated concept". *ASME Journal of Turbomachinery*. 131 (4), 2009, pp. 1-10.
- [3]. **Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Hoeger, M., Hubinka, J., Göttlich, E.** "Evolution of the flow through a turning mid turbine frame applied between a transonic HP-Turbine stage and a counter-rotating LP-Turbine". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [4]. **Paradiso, B., Santner, C., Hubinka, J., Göttlich, E., Hoeger, M.** "Turning mid turbine Frame behavior for different HP turbine outflow conditions". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2011, Paper-No. GT2011-46502.
- [5]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.** Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part I: Design and steady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95279.
- [6]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.,** Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part II: Unsteady measurements. *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95280.
- [7]. **Miller, R.J., Moss, R.W., Ainsworth, R.W., Harvey, N.W.** "The effect of an upstream turbine on a low aspect ratio vane". *In Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2004, Paper No. GT-2004-54017.
- [8]. **Santner, C., Göttlich, E., Wallin, F., Hoeger, M.** "Experimental Investigation of turbine mid turbine frame designs". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1710.
- [9]. **Faustmann, C., Göttlich, E.** "Aerodynamic and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014, Paper-No. GT2014-25568.
- [10]. **Haldeman, C.** *An Experimental Investigation Of Clocking Effects On Turbine Aerodynamics Using A Modern 3-D-One And One-Half Stage High Pressure Turbine For Code Verification And Flow Model Development*". The Ohio State University : Phd thesis.
- [11]. **Schennach, O., Woisetschläger, J., Fuchs, A., Göttlich, E., Marn, A., Pecnik, R.** "Experimental Investigations of Clocking in a One-and-a-Half-Stage Transonic Turbine Using Laser Doppler Velocimetry and a Fast Response Aerodynamic Pressure Probe". *ASME Journal of Turbomachinery*. 2007, Vol. 129, pp. 372-381.
- [12]. **Schennach, O., Pecnik, R., Paradiso, B., Göttlich, E., Marn, A., Woisetschläger, J.** The effect of vane clocking on the unsteady flow field in a one-and-a-half stage transonic turbine. *Journal of Turbomachinery*. vol. 130, 2008.
- [13]. **Blaszczak, J.** Performance Improvement and Noise Reduction through Vane And Blade Indexing of a Two-Stage Turbine. *14th AIAA/CEAS Aeroacoustic conference*. 2008.
- [14]. **Vazquez, R., Torre, D., Serrano, A.** The effect of airfoil clocking on efficiency and noise of low pressure turbines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-94243.
- [15]. **Nesbitt, E.,** "Towards a quieter low pressure turbine: design characteristics and prediction needs". *International Journal of Aeroacoustics*. 2010, Vol. 10, Number 1, pp. 1-15.
- [16]. **Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Paradiso, B., Göttlich, E.** "Experimental investigation of the unsteady flow field downstream of a counter-rotating twospool turbine rig". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2012, Paper No. GT2012-68583.

- [17]. Faustmann, C., Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heimeir, F. "Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-95698.
- [18]. Erhard, G., Gehrler, A. "Design and construction of a transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2001, Paper-No. GT2000-480.
- [19]. Neumayer F., Kulhanek, G., Pirker, H. P., Jericha, H., Seyr, A., Sanz, W., "Operational behavior of a complex transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2000, Paper-No. GT2000-489.
- [20]. Hubinka, J., Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Göttlich, E., Heitmeir, F. Design and construction of a two shaft test turbine for investigation of mid turbine frame flows. *ISABE*. 2009, Paper-No. ISABE-2009-1293.
- [21]. Hubinka, J., Paradiso, B., Santner, C., Göttlich, E., Heitmeir, F. "Design and Operation of a two spool high pressure test turbine facility". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [22]. Wallin, F., Ore, S., Göttlich, E., Santner, C. "Aero-Design and validation of a turning mid turbine frame". *ISABE*. 2011, Paper-No. ISABE-2011-1713.
- [23]. Enghardt L., Tapken, U., Neise, W., Kennepohl F., Heinig K. "Turbine blade/vane interaction noise: acoustic mode analysis using in-duct sensor rakes". *7th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2001.
- [24]. Moser, M., Tapken, U., Enghardt, L., Neuhaus, L. "An Investigation of LP-Turbine blade/vane interaction noise: Measurements in a 1.5 stage rig". *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. September 1, 2009, Vol. 223 no. 6, 687-695.
- [25]. Tapken, U., Enghardt, L. "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts". *12th AIAA/CAES Aeroacoustics Conference*. 2006.
- [26]. Taddei, F., De Lucia, M., Cinelli, C., Schipani, C. "Experimental investigation of low pressure turbine noise: radial mode analysis for swirling flows. *ISUAAAT12*. 2009, Paper-No. I12-S4-4.
- [27]. Sharma, O. P., Butler, T. L., Joslyn, H., D., Dring, R., P. "Three-dimensional unsteady flow in an axial flow turbine". *AIAA J. Propul. Power*. 1 (1), 1985, pp. 29-38.
- [28]. Suder K.L., Hathaway M.D., Okiishi T.H., Strazisar A.J., Adamczyk J.J. "Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1-measurement and analysis technique". *NASA Tech. Memorandum*. 88945. 1987.
- [29]. Hussain, A., Reynolds, W. "The mechanics of an organized wave in turbulent shear flow". *Journal of Fluid Mechanics*. 41, 1970, 241-258.
- [30]. Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Göttlich, E. "Analysis tools for unsteady interactions in a counter-rotating two-spool turbine rig". *Experimental thermal fluid Science*. 42, 2012, 248-257.
- [31]. Möser, M. "Messtechnik der Akustik". s.l. : Springer-Verlag Berlin Heidelberg. pp. 661-669.
- [32]. Munjal, M. L. "Acoustic of Ducts and Mufflers". New York : John Wiley & Sons, 1997.
- [33]. Sutliff, D. L. "Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System". *NASA Technical Memorandum* 213828. 2005.
- [34]. Morfey, C. L. "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow". *Journal of Sound and Vibrations*. 1971, Vol. 14, 1, pp. 37-55.
- [35]. Tyler, J. M., Sofrin, T. "Axial flow compressor noise". *SAE Transaction*. 70, 1969, pp. 309-332.
- [36]. Enghardt, L., Zhang, Y., Neise, W. "Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique using Wall-Flush Mounted Sensors". *Journal of The Acoustical Society of America*. 1999, Vol. 105, 2.
- [37]. Paige, C. C., Saunders, M. A. "LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares". *TOMS*. Vol. 8, 1, pp. 43-71.
- [38]. Lengani, D., Spataro, R., Peterleithner, J., Göttlich, E. "Unsteady flow features Evolution through a turning mid turbine frame, part II: Spectral analysis". *submitted J Propul Power*. 2014.



## 5.4 Bemerkungen zu Paper 4 (Embedded Design akustisch optimierter umlenkender Übergangskanal)

Das vierte Paper mit dem Titel „On the Acoustics of a Turning Mid Turbine Frame with Embedded Design in a Two-Stage Test-Turbine“ wird auf der 11<sup>th</sup> European Turbomachinery Conference 2015 in Madrid vorgetragen und in den Proceedings veröffentlicht. In den beiden folgenden Unterkapiteln werden die Ergebnisse akustischer Untersuchungen an zwei unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen (C1 und C3) bei einem Betriebspunkt gegenübergestellt und die Lärmreduktion, die durch die Verwendung des Embedded Designs bewirkt wird, quantifiziert.

### 5.4.1 Kurzfassung

Die Veröffentlichung [63] beschreibt experimentelle Untersuchungen von zwei verschiedenen umlenkenden Turbinenübergangskanälen (TMTF). Die Mikrofonmessungen dienen zur Charakterisierung des emittierten Schallfeldes der jeweiligen TMTFs und wurden im selben Prüfstand (TTTF) mit den gleichen Bauteilen der Hochdruckstufe und der Niederdruckturbinen (s. Kapitel 5.1) durchgeführt. Ein Versuchsaufbau stellt wieder die Basis-TMTF-Konfiguration C1 dar. Der zweite Versuchsaufbau (s. Abbildung 5.9) besteht aus einer Weiterentwicklung (C3) des Basis-TMTFs, die im angefügten Paper und in den Veröffentlichungen von Spataro et al. [50; 51] ausführlich beschrieben ist. Bei der neuen TMTF-Konfiguration C3 wurde zusätzlich zu den 16 Stützschaufeln, die aus der Basiskonfiguration stammen, 32 sogenannte *splitter-vanes* in jede Schaufelpassage des TMTFs integriert. Das Ziel der besseren Strömungsführung bzw. einer homogeneren Abströmung des TMTFs wurde durch aerodynamische Messungen [50; 51] bestätigt. Für die akustischen Untersuchungen wurde das Mikrofonarray (s. Kapitel 4.2) stromab der Niederdruckturbinen verwendet. Das Array besteht aus 24 wandbündig eingebauten Mikrofonen und wird während einer Messung über 360° verfahren. Dadurch können zum einen die Schalldruckpegel und die Spektren der Mikrofon-signale beider TMTF-Konfigurationen verglichen werden und zum anderen das Schallfeld durch Azimutal- und Radialmoden charakterisiert werden. Welchen Einfluss die zusätzlichen *splitter-vanes* in der Passage des TMTFs auf die akustischen Moden und damit auf die Schalldruckpegel bzw. Schalleistung haben, wird im folgenden Kapitel erläutert, indem Spektren, Azimutal- und Radialmoden für beide Konfigurationen C1 und C3 gegenübergestellt werden.

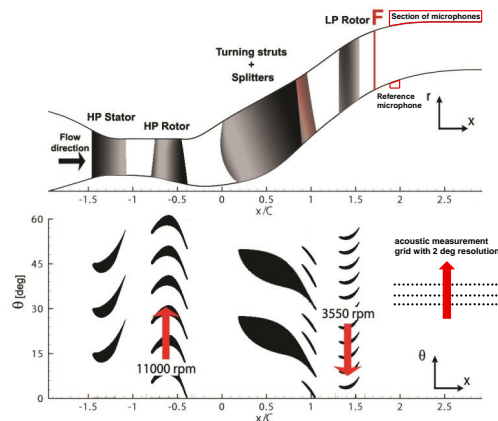


Abbildung 5.9: 2D-Schnittdarstellung des Strömungspfades für die TMTF Konfiguration C3

### 5.4.2 Ergebnisse

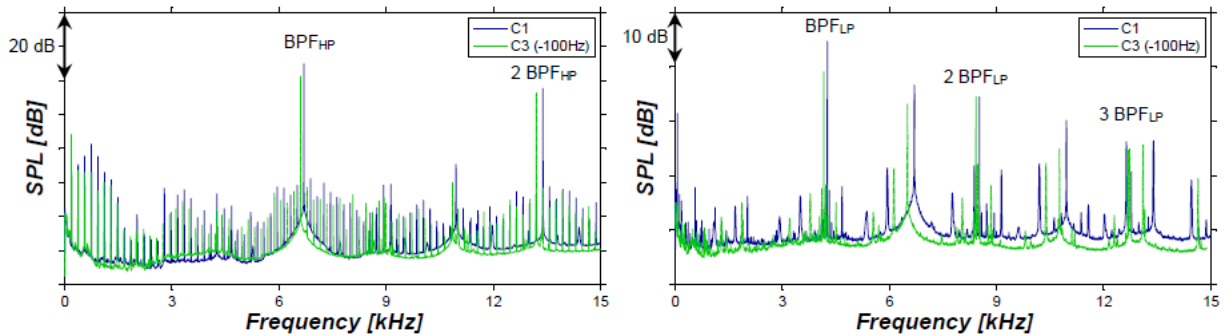


Abbildung 5.10: Frequenzspektren der beiden TMTF-Konfigurationen C1 (blau) und C3 (grün, um 100 Hz verschoben), links  $BPF_{HP}$  und rechts  $BPF_{LP}$

Beim Vergleich der Frequenzspektren in Abbildung 5.10 fällt auf, dass die höchsten Amplituden bei der Blattfolgefrequenz des Hochdruckrotors ( $BPF_{HP}$ ) sich um bis zu 7 dB unterscheiden, wobei geringerer tonaler Lärm von der optimierten TMTF-Konfiguration C3 ausgeht. Ein ähnliches Bild zeichnet sich beim Gegenüberstellen der höchsten Amplituden bei der Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors ( $BPF_{LP}$ ) ab. Dort beträgt die Reduktion bis zu 4 dB. Der gleiche Trend kann bei der Azimutal- und Radialmodenanalyse beobachtet werden. Verantwortlich für die Lärmreduktion sind zusätzlich eingebrachten Schaufeln, die zum einen wie Jalousien wirken und zum anderen instationäre Effekte von der Hochdruckstufe abschwächen, die nicht im Übergangskanal zur NDT abklingen. Vor allem sind dies Moden, die aus der Interaktion zwischen Hochdruckstator und –Rotor stammen, die dann an den Schaufeln im TMTF gestreut werden. Das sogenannte *mode-scattering* ist eine Möglichkeit zur Unterbindung von bestimmten dominanten Moden, die einerseits die Schalleistung und andererseits die Schwingungsanregung nachfolgender Rotorschauflern beeinflussen können. Zusätzlich zur Lärmreduktion wurde ebenfalls eine Verbesserung der Aerodynamik beobachtet. Stationäre und instationäre Messungen zeigten, dass durch die abgeschwächten Nachlauf- und Wirbelstrukturen hinter dem TMTF C3 eine homogenere Zuströmung als bei C1 für die Niederdruckturbinen vorliegt, wodurch wiederum ein verbesserter Wirkungsgrad der ND-Stufe erzielt werden konnte. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die dritte Konfiguration sowohl akustisch als auch aerodynamisch besser ist als die Basiskonfiguration. Genauere Informationen, welche Moden durch welchen Effekt abgeschwächt werden, sind in der nachfolgenden Publikation [63] nachzulesen.

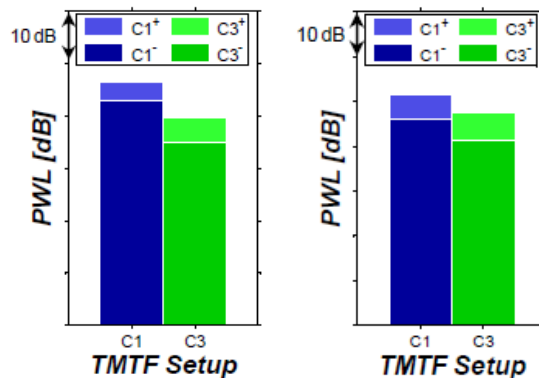


Abbildung 5.11: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C3 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, links  $BPF_{HP}$  und rechts  $BPF_{LP}$

### 5.4.3 Paper 4

Faustmann, C., Zerobin, S., Spataro, R., Marn, A., Heitmeir, F., Göttlich, E.

**“ON THE ACOUSTICS OF A TURNING MID TURBINE FRAME  
WITH EMBEDDED DESIGN IN A TWO-STAGE TEST-TURBINE”**

11th European Conference on Turbomachinery ETC 2015, Madrid, Spain



11th EUROPEAN CONFERENCE

**TURBOMACHINERY**  
FLUID DYNAMICS AND THERMODYNAMICS

## ON THE ACOUSTICS OF A TURNING MID TURBINE FRAME WITH EMBEDDED DESIGN IN A TWO-STAGE TEST-TURBINE

C. Faustmann, S. Zerobin, R. Spataro\*, A. Marn, F. Heitmeir, E. Göttlich

Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics,  
Graz University of Technology  
Inffeldgasse 25A, 8010 Graz –Austria

### ABSTRACT

The paper deals with the investigation of the noise generation in the two-stage two-spool test turbine located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) at Graz University of Technology. The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path is formed by a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage consisting of a turning mid turbine frame and a counter-rotating LP-rotor. Downstream of the low pressure turbine the measurement section is instrumented with acoustic sensors. The acquisition system consists of a fully circumferentially traversable microphone array located at the outer casing.

Two configurations of turning mid turbine frames were tested. The baseline is an intermediate turbine duct with 16 turning struts. The second one is a new embedded concept for the turning mid turbine frame with two zero-lift splitters placed in the struts' passages. In total 48 vanes (16 struts plus 32 splitter vanes) guide the flow from the HP-rotor to the LP-rotor.

In order to determine the noise emission of both configurations the microphones signal spectra and the emitted sound power level are compared. The acoustic field is characterized by azimuthal and radial modes by means of a microphone array traversed over 360 degrees.

In the multi-splitter configuration, the overall sound power level depending on the blade passing frequency (BPF) of the HP turbine is reduced by 7 dB and depending on the BPF of the LP turbine by 4 dB, respectively. The overall effect is a reduction of the acoustic emission for the turning mid turbine frame with embedded design.

### NOMENCLATURE

$A_{mn}$  radial amplitude  
 $B$  number of blades  
 $c$  speed of sound  
 $c_{ax}$  axial chord length  
 $f$  frequency  
 $f_{mn}$  modal shape factor  
 $h$  duct height; harmonic index  
 $k$  integer index  
 $k_{mn}$  axial wave number  
 $m$  circumferential mode  
 $M_x$  axial Mach number  
 $n$  radial mode  
 $p$  pressure  
 $P_{mn}$  sound power amplitude  
 $r$  radius  
 $Re$  Reynolds number  
 $t$  time  
 $V$  number of vanes

$W_{mn}$  mode coefficient matrix  
 $x$  axial coordinate  
 $\alpha_{mn}$  complex cut-on factor  
 $\theta$  circumferential coordinate  
 $\rho$  density  
 $\sigma_{mn}$  Bessel coefficient  
 $\omega$  angular frequency

### Abbreviations

BPF Blade Passing Frequency  
 HP High Pressure  
 LP Low Pressure  
 PWL effective sound PoWer Level  
 SPL Sound Pressure Level  
 TMTF Turning Mid Turbine Frame  
 TTTF Transonic Test Turbine Facility

\* Currently at Whittle Laboratory, Department of Engineering, University of Cambridge

## INTRODUCTION

Future aero engines are characterized by further reductions in weight, fuel burn, noise and operational costs. Therefore, the ACARE 2020 (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) targets demand a performance improvement in terms of fuel consumption (reduction by 50%) and NO<sub>x</sub>-emissions (reduction by 80%) as well as a decrease of 10 dB effective perceived noise level (EPNL) per certification point. To fulfill these requirements researchers also put high emphasis on the improvement of the intermediate turbine ducts guiding the flow from the HP to the LP turbine.

In several modern engines bulky struts are located within the transition duct in order to support the engine shaft bearings and to lead through service pipe lines. These wide chord vanes induce an obstacle for the fluid flowing towards the LP turbine causing higher losses in this part of the machine. Göttlich 2011 published a review on the present state of the research on these components.

A step forward in the development of mid turbine frames is represented by the application of an embedded design concept. The basic idea is to merge the strut and the LP vanes in one multisplitter component. A baseline setup without splitters was redesigned embedding two zero-lift splitters in the strut passage in order to minimize secondary vortices and to damp the rotor-rotor interaction. The design process and the results of the aerodynamic measurements on the setup with splitters can be found in Spataro (2013 a, b). The measurement took place in the Transonic Test Turbine Facility (TTTTF). The facility is a continuously operating cold-flow open-circuit plant which is driven by pressurized air. The flow path consists of a transonic turbine stage (HP) followed by a low pressure turbine stage using a turning mid turbine frame and a counter-rotating LP-rotor.

Due to the fact that noise becomes more and more an issue, acoustic measurements were carried out downstream of the low pressure turbine, in order to evaluate the noise emission of the turbine. The outflow duct of the facility was instrumented with an acoustic measurement setup which uses traversable microphone arrays. Two different approaches of turning mid turbine frames providing adequate inflow conditions for the LPT were designed and experimentally investigated at TTTTF:

- I. Baseline TMTF (C1) state-of-the-art aggressive design with strongly 3D-shaped turning struts (Santner 2011)
- II. Embedded Design TMTF (C3) with two additional splitters in the strut passage using the same geometry and the 16 struts of the baseline TMTF (C1)

Therefore, the emitted sound pressure level and the microphones' spectra are compared for both configurations. The acoustic field is characterized by azimuthal and radial modes determined by traversing the microphone array over 360 degrees in steps of 2 degrees.

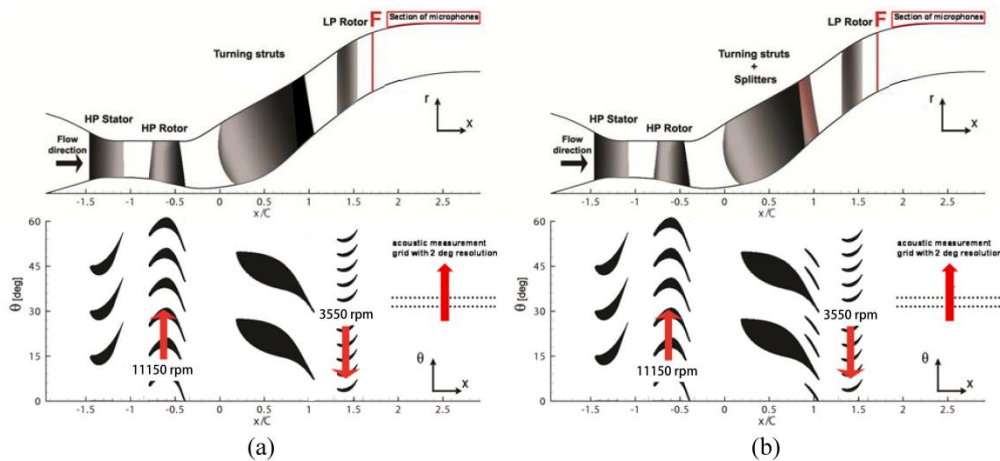
The aim of this paper is the comparison regarding the acoustic behavior of two TMTF setups, the baseline and the embedded design with the same boundary conditions (same HP-stator, HP-rotor and LP-rotor). A detailed view is given to the reader how additional splitter vanes affect the results of frequency spectra analysis and the radial mode analysis. By comparing the two setups in terms of noise generation, the propagating modes due to the HP turbine were found to be damped in case of the splitter design. Additionally, a decrease in the amplitudes of the modes related to the LP turbine is observed for the splitter design. In total, adding splitter vanes between the struts in the turning mid turbine frame has a positive effect on the noise emissions and on the performance of the LP stage as well.

## EXPERIMENTAL SETUP AND METHODOLOGY

### Test setups

The investigated test setups consist of a single-stage unshrouded transonic HP turbine and an S-shaped turning mid turbine frame followed by a shrouded counter-rotating LP rotor. Firstly, the incoming air flows through a transonic HP turbine with unshrouded rotor and then is turned by the 16 struts of the TMTF in negative direction relative to the rotation of the HP rotor. Then the air enters the LP rotor at a larger diameter and with an appropriate swirl angle. For the main blading parameters and operating conditions see Table 1.

As already mentioned two TMTF configurations were tested. The baseline configuration has a non-dimensional length of about 3.5 ( $L_{ax}/h_{in}$ ) and 16 turning struts with a pronounced aft-loaded profile. 3D design methods for the turning strut like a meridional sweep of the trailing edge were applied to minimize losses. However, the TMTF vane was designed to operate at its loading limit which could lead to a flow separation on the SS-hub-corner. There was no fillet between strut and endwalls for both setups tested.



**Figure 1: Meridional and blade to blade section of the two-spool facility. (a): baseline configuration with TMTF C1; (b): embedded design C3 with two additional splitter vanes between the bulky TMTF-struts**

The second setup has basically the same geometry, but compared to the baseline setup 32 additional splitter vanes were added for setup C3 (see Figure 1). Within each strut passage two zero-lifting splitters are located. The design of the splitter vanes was based on numerical investigations undertaken on the baseline configuration and represents a compromise between aerodynamic effectiveness and solid blockage. Due to an increased uniformity of the flow field with reduced strut wakes and secondary vortices, an improvement of the overall LP stage performance can be achieved with this embedded design. For more details on the design and aerodynamics of this setup the reader can refer to Spataro (2014 a, b).

**Table 1: Blading parameters and operating conditions**

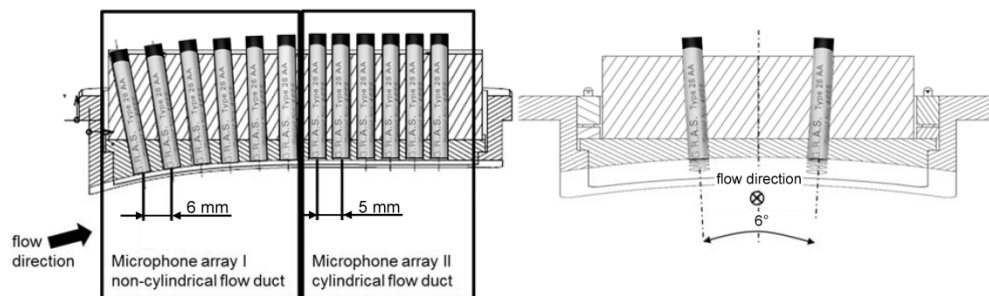
	Blading parameters					Operating conditions		
	HP vane	HP blade	Struts	Splitters	LP blade	Without splitters (C1)	With splitters (C3)	
Vane/ blade no.	24	36	16	32	72	$BPF_{HP}$ [kHz]	6.69	6.69
$h/c_{ax}$	1.15	1.37	0.53	3.5	2.94	$BPF_{LP}$ [kHz]	4.26	4.26
$Re(10^6)$	2.38	1.1	1.86	0.4	0.46	Stage $p_t$ ratio HPT/ LPT	3/ 1.3	2.83/ 1.36
Tip gap	unshrouded	-	-	-	-	Power [MW] HPT/ LPT	1.44/ 0.3	1.43/ 0.3

#### Measurement technique and data acquisition

A detailed description of the microphone array which is used for the acoustic measurement is presented in Faustmann et al. (2014). The microphone array was designed by the Department of Engine Acoustics of the DLR Institute of Propulsion Technology according to the guidelines described in Tapken and Enghardt (2006). The challenge was to optimize the microphone

arrangement with regard to the limited installation space and the frequency range of interest. 24 microphones are staggered and flush mounted at the outer casing downstream of the LP turbine, which are fully circumferentially movable. The first 12 microphones are placed in the non-cylindrical part of the flow duct with an axial displacement of 6 mm with respect to the center of the diaphragm. The acoustic measurement data out of this region will be used in the future in combination with an advanced mode analysis technique extended to non-cylindrical ducts. For the moment, since the established acoustic post processing tools are developed for flows in annular but cylindrical ducts (as e.g. described in Enghardt et al. (2001), Moser et al. (2009), Tapken and Enghardt (2006), Taddei et al. (2009)), it was important to maximize the number of microphones in the straight part of the measurement section (Figure 2). The results presented in this paper are taken from this downstream located microphone array II. Outcome of the optimization procedure was an axial microphone separation of 5 mm (see Figure 2).

For the data acquisition National Instruments equipment is used sampling the data with a frequency of 60 kHz. The post processing is done up to a frequency of 15 kHz. Additionally to the signal of the 24 microphones two shaft encoder systems are used to acquire a HP- and LP-trigger signal. The trigger signal was used to reconstruct the unsteady sound field by the rotor phases. The microphone array is traversed in steps of  $2^\circ$  and at each measurement point the signal from every channel is time-accurately acquired and stored during a data acquisition period of 20 seconds per measurement position. This corresponds to more than 1000 revolutions of the LP turbine and more than 3500 of the HP turbine. In total 180 measurement positions are recorded in one and a half hours.



**Figure 2: Meridional (left) and axis-orthogonal (right) views of the microphone array I and II**

## ACOUSTIC ANALYSIS

In the present paper, the acoustic analysis consists of four constitutive main parts, which will be described in the following sections. Since the two rotors of the test rig are counter-rotating and their rotational speeds are uncorrelated, the acoustic field, relating to the HP-rotor and the LP-rotor, respectively, is analyzed separately. Therefore, phase averaging (Sharma et al. (1985), Suder et al. (1987), Hussain and Reynolds (1970)) and adaptive resampling (Lengani et al. 2012) are performed on the measured sound pressure. After a classical Fast Fourier Transformation (FFT) determining the harmonic frequencies induced by each rotor, the processed sound pressure can be described in terms of acoustic cut-on modes propagating in the duct at a specific frequency. These modes exhibit a certain circumferential (detected by the Azimuthal Mode Analysis (Enghardt et al. 1999, Sijtsma and Zillmann 2007)), as well as radial pattern (detected by the Radial Mode Analysis (Tapken and Enghardt 2006, Sutliff 2005)) depending on the cut-on frequency.

### Phase Averaging, Adaptive Resampling and Modes of Interaction

In order to determine the acoustic effects induced by each rotor separately, a phase locked averaging based on the phase of one of the two rotors is done. Every revolution detected by the shaft encoders is split up to a fixed number of samples, thereby correcting the small speed variations of the two turbine shafts. The average of the samples at the same phase form the phase averaged values.

Depending on the used trigger, the fluctuations of the flow quantities induced by the other rotor are then completely removed.

Sound pressure fluctuations at any circumferential position can be described as a sum of harmonics, represented by a Fourier series. For a cylindrical or annular duct solving the linearized wave equation lead to the space and time dependent sound pressure, which can be described in terms of acoustic modes. In order to allocate specific propagating modes to rotor-stator interactions in turbomachinery devices, Tyler and Sofrin (1969) composed the following expression:

$$m = hB \pm kV \quad (1)$$

where  $h$  is the harmonic index (1 for the 1<sup>st</sup> BPF, 2 for the 2<sup>nd</sup> BPF, etc.),  $B$  is the number of rotor blades,  $V$  is the number of stator vanes and the integer  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$ . It is possible to consider the interactions of the rotor with subsequent stages by simply superimposing the effect of the single event. For example, in a turbine a mode  $m^*$  generated by a stator-rotor interaction will be scattered in the modes  $m = m^* + k \cdot V_2$  with  $k = \dots, -1, 0, 1, \dots$  by the following stator rows. Hence, for a stator-rotor-stator assembly the following modes are predicted:

$$m = hB + k_1V_1 + k_2V_2 \text{ with integers } k_1, k_2 \quad (2)$$

$V_1$  and  $V_2$  are the number of vanes of the first and second stator row, respectively.

#### Radial Mode Analysis

As mentioned above the solution of the linearized wave equation leads to the following expression for the space and time dependent sound pressure (Tyler and Sofrin 1969):

$$p(x, r, \theta, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\theta} e^{-i\omega t} \quad (3)$$

where  $A_{mn}^+$  and  $A_{mn}^-$  are the complex radial amplitudes,  $k_{mn}^+$  and  $k_{mn}^-$  the axial wave numbers, downstream and upstream, respectively,  $m$  is the azimuthal mode order,  $n$  is the radial mode order,  $\omega$  is the angular frequency and  $R$  is the outer radius of the duct. The modal shape factor  $f_{mn}$ , depending on the hub-to-tip ratio  $\frac{r}{R}$  and the eigenvalues  $\sigma_{mn}$  of the specific geometry, represents the solution of the Bessel differential equation, describing the radial acoustic field considering hard wall boundary conditions (Tapken and Enghardt 2006, Sutliff 2005).

For determining the radial mode amplitudes, equation (3) can be transformed to a linear matrix equation system  $\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn}$  (Tapken and Enghardt 2006), where  $\mathbf{A}_m$  defines the complex azimuthal mode amplitudes at a specific frequency for each azimuthal mode order  $m$  (Sijtsma and Zillmann 2007). Since this system leads to a highly overdetermined inverse problem, a least-mean-squares fit algorithm is used to compute the radial mode amplitudes  $A_{mn}$  (Paige and Saunders 1982).

Considering the energy carried by each individual mode in a hard walled duct, the effective sound power with reference to the cross-sectional area of the duct can be determined according to Morfey (1971):

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2}{\rho c} \frac{\alpha_{mn} (1 - M_x^2)^2}{(1 \mp \alpha_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (4)$$

The complex factor  $\alpha_{mn}$  contains the definition of the cut-on frequency (Tapken and Enghardt 2006). Hence, for propagation of the individual mode combination  $(m, n)$  along the duct,  $\alpha_{mn}$  has to be real. Given that, the sound power is then transported in the axial direction only.



## RESULTS AND DISCUSSION

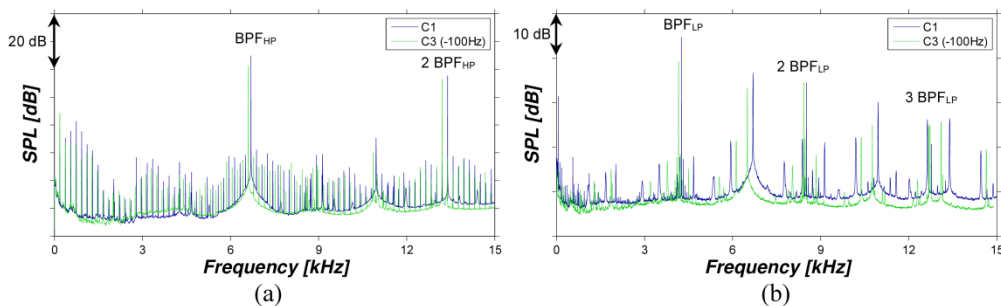
This part of the paper presents the investigation of noise generation and propagation for the baseline TMTF C1 as well as for the TMTF with embedded design C3. Firstly, the frequency spectra generated by phase averaging are presented. Based on the results of the Azimuthal Mode Analysis (presented by Faustmann et al. 2013) the Radial Mode Analysis performed for the first BPF of the HP and the LP rotor will be shown.

### Frequency Spectra Analysis

After phase averaging of the raw signal over more than 3500 revolutions of the HP rotor, the mean frequency spectrum is calculated averaging the frequency spectra of each microphone at each circumferential position (180 positions). Figure 3 reports the comparison between the two setups in terms of mean frequency spectra. The frequency spectra of C3 is depicted with a dotted line and is shifted by 100 Hz for a better comparability, furthermore the frequency spectra were cut off at 15 kHz. Comparing the HPT phase averaged spectra (Figure 3 (a)), the maximum sound pressure level at the blade passing frequency  $BPF_{HP}$  is 3 dB lower in the case of the embedded design. Also, there is a slight decrease at the second  $BPF_{HP}$ .

Figure 3 (b) represents the frequency spectra of the time-signal reconstructed by the LP trigger for the two different setups. A significant decrease of 5 dB in the amplitude at the  $BPF_{LP}$  is observed for the TMTF with splitters, whereas the sound pressure level at the second and third  $BPF_{LP}$  is nearly the same for both setups, C1 and C3, respectively.

In addition, the azimuthal and radial modes, as presented in the next part, should also explain which modes are propagating and which are decaying within the duct and thus influencing the emitted noise.



**Figure 3: Frequency spectra of the time-signal reconstructed by the HP trigger (a) and LP trigger (b) for the setup C1 (solid line) and C3 (dotted line)**

### Radial Mode Analysis

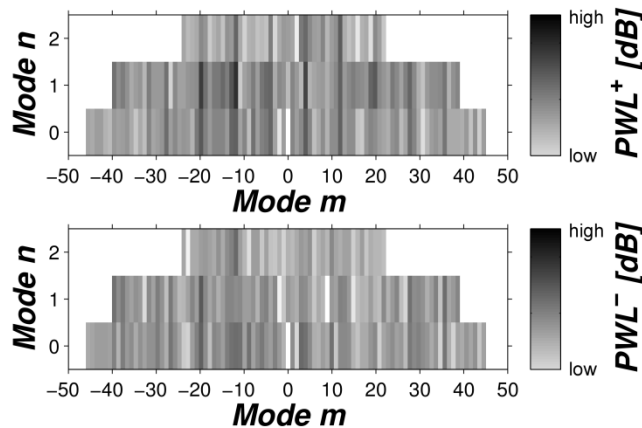
For a better understanding of the composition of the emitted tonal noise the radial mode analysis is done at the first blade passing frequency for each rotor separately. As described above the measurement data from only the last twelve microphones (array II in Figure 2) are taken into account for the radial mode analysis for both setups. These microphones in the last portion of the duct are sufficient to reveal which of the modes are decaying or propagating. Furthermore, their propagation or decay nature has been theoretically predicted according to Taddei et al. (2009), where a swirl model was introduced within the prediction. Table 2 gives an overview about the propagating modes for the blade passing frequencies of each rotor depending on the corresponding swirl. It has to be noted that the cut-on mode regions present a slight asymmetric behavior due to the impact of the swirl. The main modes, as explained in the following, are scattered by 8 which is a result of the linear combination of the different vane and blade counts of the two stages.

**Table 2: Range for the propagating modes (cut-on range) and swirl dependent on the BPF**

	cut-on range	swirl
BPF <sub>HP</sub>	-46,...,-44 : 8 : 36,...,45	13
BPF <sub>LP</sub>	-29,...,-24 : 8 : 24,...,28	13

*HP rotor noise*

In Figure 4 the results of the radial mode analysis with reference to the HP trigger (BPF<sub>HP</sub>) for the TMTF setup C3 are plotted in terms of sound power levels transported downstream and upstream (corresponding to the plus and minus sign in the labels, respectively) for each propagating mode in radial (mode n) and azimuthal (mode m) direction. As can be seen in the graph, the cut-on ranges are different for each radial mode n. The higher the radial mode n the less azimuthal modes m propagate along the duct, depending on the flow conditions and the geometry of the duct. Since both setups have basically the same geometry (especially the same hub-to-tip ratio), the highest radial mode n equals two for C3 as well as C1 (graph not shown in this paper, but matches with C3 apart from the sound power level). However, for radial modes larger than two azimuthal modes are decaying for these TMTF setups. In the same way modes decay outside the cut-on ranges (marked with the white area in the graph).



**Figure 4: Sound power level after the radial mode analysis for the TMTF with embedded design with reference to the HP trigger (BPF<sub>HP</sub>). Radial modes n over azimuthal modes m, propagating downstream (PWL<sup>+</sup>, above) and upstream (PWL<sup>-</sup>, below).**

The highest amplitudes appear at radial mode n=1 and at azimuthal modes which represents the rotor-stator interactions. For the HP rotor noise the following pattern in Table 3 reports these vane-blade interactions in terms of modes according to equations (1) and (2).

**Table 3: Cut-on modes representing HPT stator-rotor interactions**

Interaction	Modes resulting from equations (1) and (2)											
(a) HP stator-HP rotor	-36;	-12;	+12;	+36;								
(b) HP rotor-TMTF	-44;	-28;	-12;	+4;	+20; +36;							
(c) HP stator-HP rotor-TMTF	-44;	-36;	-28;	-20;	-12;	-4;	+4;	+12;	+20;	+28;	+36;	+44;

Due to the additional splitter vanes in case of setup C3, different modes may be predicted for the HP rotor-TMTF interaction as well as for the HP stator-HP rotor-TMTF interaction. Therefore, the number of additional splitters could be considered for the prediction in two ways. As described in Faustmann et al. (2013) the number of TMTF struts can be set to  $16+32=48$  by neglecting the non-identical geometry of the splitter vanes to the struts. However, the presented theory of Tyler and Sofrin (1969) is then just partially fulfilled. Since the splitters do not form an additional row of vanes following the TMTF struts but an embedded design in the strut passage, the following pattern for the interaction between the HP stator-HP rotor-TMTF can be obtained according to equation (2):

$$m = 36 + k_1 \cdot 24 + k_2 \cdot 16 + k_3 \cdot 32$$

$$= \dots -44; -36; -28; -20; -12; -4; 4; 12; 20; 28; 36; 44.. \quad (d)$$

Obviously, the resulting modes from (d) equal the modes from interaction (c) in Table 3 due to the number of splitter vanes (32) which is a multiple of the number of struts (16).

For a better comparability between the TMTF setups C1 and C3 the sound power levels from Figure 4 transported upstream and downstream the duct are each summed up over the radial modes  $n$  in Figure 5 for both setups. It can be noted that the sound power level at nearly every mode for setup C3 is lower than the level for setup C1. More importantly, there is a significant decrease at the modes with the highest amplitudes in case of setup C3. As can be seen in Figure 5 these modes (each marked with the corresponding mode number) refer to the rotor-stator interactions presented by interaction (c) in Table 3. For a better readability the sound power levels upstream and downstream for only these characteristic modes are plotted separately in Figure 6 (a).

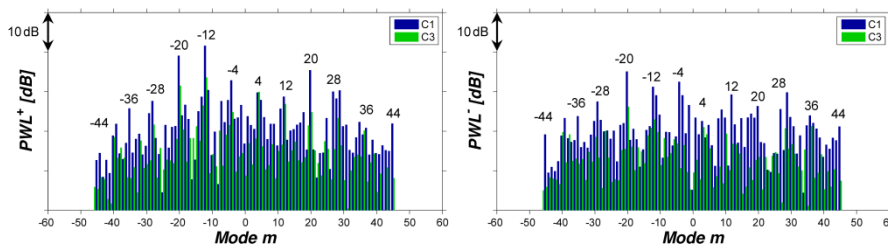


Figure 5: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the HP trigger ( $BPF_{HP}$ ). Sound power level over azimuthal modes  $m$  propagating downstream ( $PWL^+$ , figure left) and upstream ( $PWL^-$ , figure right), energetic sum over radial modes  $n$

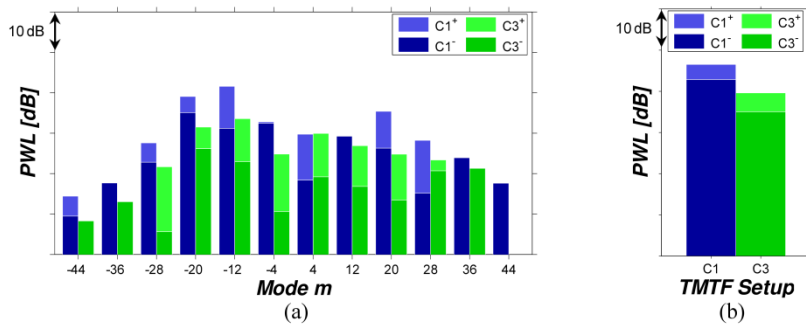


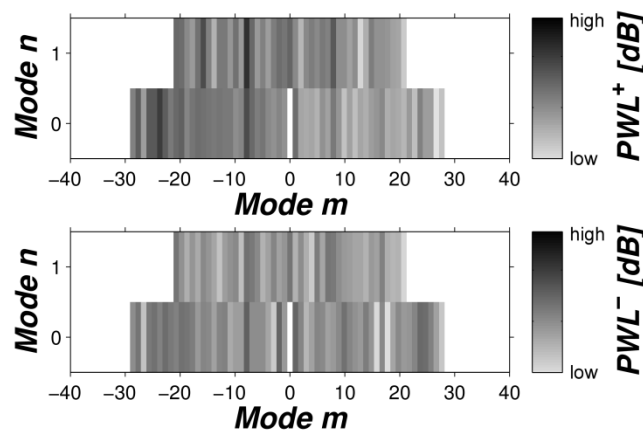
Figure 6: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the HP trigger ( $BPF_{HP}$ ). (a): Sound power level over interaction modes, energetic sum over radial modes  $n$ ; (b): Comparison of total sound power levels

The highest emitted sound power level occurs at mode  $m=-12$  for both TMTF setups, which refers to all three interactions described in Table 3. However, in case of the embedded design C3 the level decreases here about 8 dB. The same reduction of about 8 dB in amplitude is observed for the modes  $m=-20$  and  $m=-4$ . Both modes refer to interaction (c) only, where the HP stator as well as the TMTF are taken into account. Since the noise generated by the HP turbine is the same for both TMTF setups in terms of an input source, these modes generated by the interactions including the HP stator describe the noise reducing impact of the additional splitter vanes in setup C3. This is in good accordance with the unsteady investigations done by Spataro et al. (2014 b), where measurements upstream the LP rotor showed a more uniformly distributed flow field for the TMTF setup C3. Due to the reduced pressure fluctuations in the presence of the splitters, the intensity of the rotor interaction with the wakes of the TMTF struts is considerably lowered. On the other hand, modes  $m=+4$  and  $m=+20$  result from the interaction between the HP rotor and TMTF (interaction (b)). While the sound power level for mode +4 stays at the same level for both TMTF setups, there is a significant reduction of about 10 dB in case of the setup C3 at mode +20.

In overall, the effective sound power at  $BPF_{HP}$  with reference to the cross-sectional area of the duct is about 7 dB lower in the case of the TMTF with embedded design. This is caused by damping the pressure fluctuations generated by the HP shock wave system due to the splitters. Furthermore, the difference between the sound power transported downstream and upstream is slightly larger in case of the setup C3. These results are shown in Figure 6 (b), which compares the energetic sum of the sound power levels calculated with the propagating modes for both TMTF setups, transported downstream and upstream, respectively.

#### *LP rotor noise*

The radial mode analysis with reference to the LP trigger is carried out in an analogue way to the HP rotor noise analysis. Hence, the result of the RMA at the blade passing frequency of the LP rotor  $BPF_{LP}$  is depicted in Figure 7 for the TMTF setup C3. The sound power levels transported downstream and upstream are shown for each propagating radial mode  $n$  as well as azimuthal mode  $m$ . For both TMTF setups the highest radial mode at which azimuthal modes are still cut-on equals  $n=1$ . At this mode the amplitudes of azimuthal modes  $m=-16$ ,  $m=-8$  and  $m=+8$  are apparently higher than at the fundamental radial mode  $n=0$ . On the other hand, at  $n=0$  the dominant mode is  $m=-24$  which is cut-off at  $n=1$ .



**Figure 7: Sound power level after the radial mode analysis for the TMTF with embedded design with reference to the LP trigger ( $BPF_{LP}$ ). Radial modes  $n$  over azimuthal modes  $m$ , propagating downstream ( $PWL^+$ , above) and upstream ( $PWL^-$ , below).**

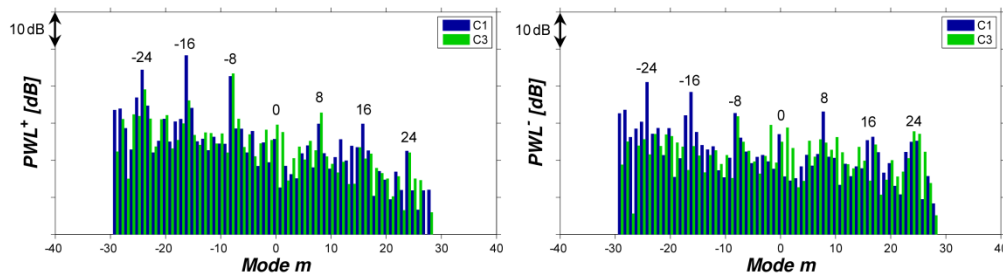
These azimuthal modes are part of a pattern which represents the rotor-stator interactions resulting from linear combinations of the numbers of blades and vanes according to equations (1) and (2). Table 4 gives here an overview of the interactions and resulting modes between the LP rotor with the HP stator and the TMTF. Since the number of splitter vanes is a multiple of the number of struts in case of the embedded design (as already discussed), the linear combination considering the HP stator, TMTF struts and splitters, leads to the same modes as described by interaction (g) in Table 4.

**Table 4: Cut-on modes representing LPT stator-rotor interactions**

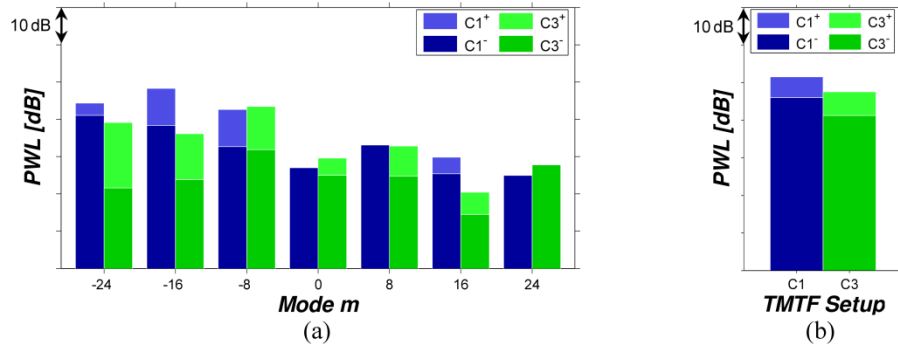
Interaction	Modes resulting from equations (1) and (2)
(e) HP stator-LP rotor	-24; 0; +24;
(f) TMTF-LP rotor	-24; -8; +8; +24;
(g) HP stator-TMTF-LP rotor	-24; -16; -8; 0; +8; +16; +24;

For the comparison between both TMTF setups the energetic sums over the radial modes  $n$  of the transported sound power are depicted in Figure 8. In this graph the modes resulting from the rotor-stator interactions from Table 4 can be clearly allocated as the dominant modes. Figure 9 (a) depicts these modes representing the rotor-stator interactions only for better readability. There is a significant reduction in amplitude in case of the TMTF setup C3 at modes -16 and +16 of about 8 dB and 9 dB, respectively. Both modes are generated by the interaction (g) in Table 4 only where the HP stator as well as the TMTF struts are both incorporated. Thus, as already observed for the HP rotor, the interaction generated by the LP rotor with the HP stator *and* the TMTF struts/vanes is damped in case of the embedded design. Due to the splitters the flow field is more uniform when entering the LP rotor and therefore causing a smoother vane-blade interaction and thus lower noise emissions. As a consequence, the circumferential gradients of velocity downstream the LP rotor are lower in case of the embedded design as the measurements of Spataro et al. (2014 a, b) have shown. On the other hand, the amplitudes at modes -8 and +8, which are representing the interaction (f) TMTF-LP rotor, stay the same for both setups. The level at mode +24 increases about 2 dB, whereas the amplitude at mode -24 decreases about 5 dB in case of setup C3.

The noise reducing impact of the embedded TMTF design on the LP rotor is also depicted in Figure 9 (b), where the overall emitted sound power of both TMTF setups are compared. Since the modes with the greatest amplitudes affects the total sound power level most, the effective sound power at  $BPF_{LP}$  is about 4 dB lower in the case of the TMTF with embedded design. In addition, the difference between the sound power transported downstream and upstream increased for the setup C3.



**Figure 8: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the LP trigger ( $BPF_{LP}$ ). Sound power level over azimuthal modes  $m$  propagating downstream ( $PWL^+$ , figure left) and upstream ( $PWL^-$ , figure right), energetic sum over radial modes  $n$**



**Figure 9: Radial mode analysis of the instationary pressure field with reference to the LP trigger (BPF<sub>LP</sub>). (a): Sound power level over interaction modes, energetic sum over radial modes  $n$ ; (b): Comparison of total sound power levels**

### CONCLUSIONS

In this paper the impact of an embedded design for a turning mid turbine frame on the acoustics is presented. Therefore, acoustic measurements were carried out downstream the LP rotor of a transonic two-stage two-spool test turbine facility. For comparison two different TMTF setups were tested: the first consists of 16 turning struts and the second one adds two zero-lifting splitter vanes into each strut passage to the same geometry.

In the post processing, the recorded time signals are phase averaged by means of a HP and a LP trigger in order to gain a frequency spectra for each rotor separately. Based on the azimuthal mode analysis presented by Faustmann et al. (2013) a radial mode analysis is performed at the blade passing frequency of the HP rotor and the LP rotor respectively, whose results are presented in this paper.

Regarding the HP triggered frequency spectra a reduction of about 3 dB in sound pressure level is observed at the BPF<sub>HP</sub> in case of the embedded design. Also, the radial mode analysis at BPF<sub>HP</sub> shows the considerably noise reducing impact of the splitter vanes by a decrease of about 7 dB when comparing the total sound power levels with reference to the cross-sectional area of the duct of both TMTF setups (Figure 6 (b)). As presented in the paper, the amplitudes at nearly every propagating mode representing the rotor-stator interactions are lower in case of the embedded design. Especially the interaction modes generated by the HP stator-rotor interaction are damped considerably. This is in good correlation with the results obtained from the unsteady aerodynamic measurements, where the largest contribution to the pressure fluctuations were found to be mainly generated by the HP rotor shock system. Due to the additional splitter vanes these pressure fluctuations are reduced compared to the TMTF without splitters, which leads to a significant reduction of the emitted sound power.

Using the LP trigger, the maximum sound pressure level at the blade passing frequency of the LP rotor decreases about 5 dB in the frequency spectra for the embedded design. The same trend is obtained by the radial mode analysis where the total sound power level is reduced about 4 dB (Figure 9 (b)). There, the dominant interaction modes generated by the HP stator-TMTF struts/splitters are lowered in case of the TMTF with splitters, whereas some modes stay at the same level for both setups. Since the flow field is more uniform upstream the LP rotor, the vane-blade interaction is less intensive due to the additional splitter vanes. Therefore, not only the aerodynamic performance of the LP rotor is improved, but also the acoustic emissions transported to the following LP stages are reduced in case of the embedded design.

The comparison between the baseline TMTF and the splitter vanes configuration shows that the new design is able to damp the rotor-stator interactions considerably. This leads to a significant noise reduction for the HP rotor as well as the LP rotor. Consequently, an enhancement of both, the aerodynamics and the acoustic emissions, is achieved with the embedded design.

**ACKNOWLEDGEMENTS**

The authors would like to thank H.P. Pirker as well as MTU Aero Engines, and Ulf Tapken from the DLR Institute of Propulsion Technology, Engine Acoustic Department.

**REFERENCES**

- Enghardt, L., Tapken, U., Neise, W., Kennepohl F., Heinig K. (2001). "Turbine blade/vane interaction noise: acoustic mode analysis using in-duct sensor rakes". 7th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference.
- Enghardt, L., Zhang, Y., Neise, W. (1999) "Experimental Verification of a Radial Mode Analysis Technique using Wall-Flush Mounted Sensors". Journal of The Acoustical Society of America. Vol. 105, 2.
- Faustmann, C., Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heimeir, F. (2013) "Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine". ASME Turbo Expo. Paper-No. GT2013-95698.
- Faustmann, C., Zerobin, S., Marn, A., Spitalny, M., Broszat, D., Göttlich, E. (2014) " Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine ". 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. Paper-No. 1888811.
- Göttlich, E. (2011). "Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers". Progress in Aerospace Sciences. 47, pp. 249-279.
- Hussain, A., Reynolds, W. (1970). "The meachanics of an organized wave in turbulent shear flow". Journal of Fluid Mechanics. Vol. 41, 241-258.
- Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Göttlich, E. (2012) "Analysis tools for unsteady interactions in a counter-rotating two-spool turbine rig". Experimental thermal fluid Science. Vol. 42, pp.248-257.
- Morfey, C. L. (1971) "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow". Journal of Sound and Vibrations. Vol. 14, 1, pp. 37-55.
- Moser, M., Tapken, U., Enghardt, L., Neuhaus, L. (2009). "An Investigation of LP-Turbine blade/-vane interaction noise: Measurements in a 1.5 stage rig". Journal of Power and Energy. Vol. 223 no. 6, 687-695.
- Paige, C. C., Saunders, M. A. (1982) "LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares". TOMS. Vol. 8, 1, pp. 43-71.
- Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Hoeger, M., Hubinka, J., Göttlich, E. (2011) "Evolution of the flow through a turning mid turbine frame applied between a transonic HP-Turbine stage and a counter-rotating LP-Turbine". 9th ETC.
- Sharma, O. P., Butler, T. L., Joslyn, H., D., Dring, R., P. (1985). "Three-dimensional unsteady flow in an axial flow turbine". AIAA J. Propul. Power. 1 (1), pp. 29-38.
- Sijtsma, P., Zillmann, J. (2007) "In-duct and farfield mode detection techniques". 13th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. 2007
- Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F. (2014 a). Developement of a turning mid turbine frame with embedded design - Part I: Design and steady measurements. Journal of Turbomachinery. Vol. 136, pp.1-9
- Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F. (2014 b). Developement of a turning mid turbine frame with embedded desing - Part II: Unsteady measurements. Journal of Turbomachinery. Vol. 136, pp.1-9
- Suder K.L., Hathaway M.D., Okiishi T.H., Strazisar A.J., Adamczyk J.J. (1987). "Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1-measurement and analysis technique". NASA Tech. Memorand. 88945.
- Sutliff, D. L. (2005) "Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System". NASA Technical Memorandum 213828.
- Taddei, F., De Lucia, M., Cinelli, C., Schipani, C. (2009) "Experimental investigation of low pressure turbine noise: radial mode analysis for swirling flows". ISUAAAT12. Paper-No. 112-S4-4.
- Tapken, U., Enghardt, L. (2006). "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts". 12th AIAA/CAES Aeroacoustics Conference.
- Tyler, J. M., Sofrin, T. (1969) "Axial flow compressor noise". SAE Transaction. 70, pp. 309-332.

## 6 ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen dieser Dissertation wurden am transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstand des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) unterschiedliche umlenkende Turbinenübergangskanäle aerodynamisch (Druckverlust über TMTF) und akustisch (Schallemission) experimentell untersucht. Dadurch wurde eine Datenbasis geschaffen, die es den Entwicklungsingenieuren ermöglicht ihre numerischen Simulationen von hochkomplexen Strömungs- und Schallausbreitungsvorgängen zu validieren. Des Weiteren zeigen die Versuche bei triebwerksrealistischen Bedingungen Möglichkeiten auf die Emissionen von zukünftigen Triebwerken weiter zu reduzieren.

Für die Aerodynamik bzw. Akustikmessungen wurden drei Testkonfigurationen bestehend aus einer transsonischen Hochdruckstufe, einem umlenkenden Turbinenübergangskanal (TMTF) und einer stromab arbeitenden Niederdruckturbinen verwendet, wobei nur die Turbinenübergangskanäle für die entsprechenden Messungen getauscht wurden. Das erste TMTF (C1) besitzt die gleiche Anzahl an umlenkenden Stützschaufeln und das gleiche Flächenverhältnis (Austritt zu Eintritt) wie das Zweite (C2), wobei C2 zehn Prozent kürzer ist als C1. Zudem weist C2 eine konturierte Innenwand an der Nabe auf. Das Dritte TMTF (C3) besitzt die gleichen Abmessungen wie C1, ist aber dadurch charakterisiert, dass in jede Strutschaufelpassage zwei zusätzliche *splitter-vanes* eingebracht wurden.

Durch die Erweiterung des Prüfstands um zusätzliche Messtechnik und Messebenen wurde der Druckverlust (s. Abbildung 6.1) über die beiden TMTF-Konfigurationen C1 und C2 sowohl mit Hilfe von Fünf-Loch-Sonden (5LS) als auch Totaldruckrechen - positioniert am Eintritt und Austritt - bestimmt. Beide Messtechniken lieferten die gleichen Ergebnisse und verdeutlichten auch die unterschiedliche Neigung der Nachläufe der Stützschaufeln der jeweiligen TMTF-Konfiguration (s. Abbildung 6.2). Die aerodynamischen Messungen zeigten, dass es möglich ist ein TMTF um 10% in der Länge zu reduzieren, und damit auch eine weitere Gewichtersparnis des Triebwerks zu erreichen, ohne dabei die Eintrittsbedingungen für die nachfolgende Niederdruckturbinen oder den Druckverlust über das TMTF zu verschlechtern .

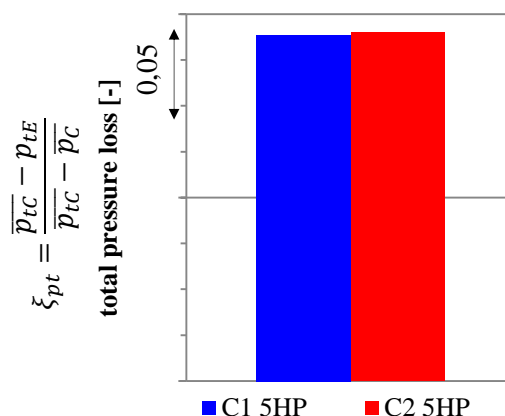


Abbildung 6.1: Vergleich des totalen Druckverlusts zwischen den beiden TMTFs C1 und C2 für die 5-Loch-Sonden-Messung



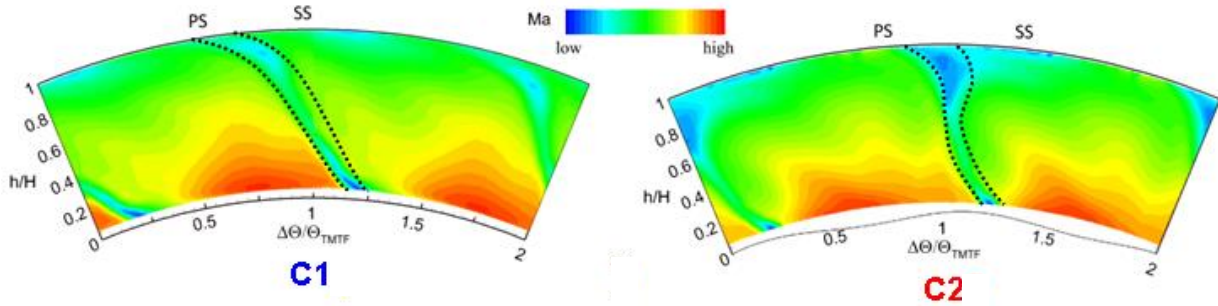


Abbildung 6.2: Neigung des Nachlaufs (gekennzeichnet mit punktierten Linien) für das TMTF C1 (links) und C2 (rechts) jeweils am Austritt des TMTFs (5LS-Messung, Ebene E)

Von großer Bedeutung für zukünftige TMTF-Konfigurationen bei denen eine Konturierung der Innenwand nicht nur an der Nabe, sondern auch am Gehäuse erfolgt, kann weder eine 360°-Messung mit Rechen noch eine reale Traverse mit der 5LS durchgeführt werden. Damit in Zukunft trotzdem der Druckverlust über einen bestimmten Sektor angegeben werden kann, wurde mit aufwendigen 5-Loch-Sonden-Messungen stromab des Hochdruckrotors am Eintritt des TMTFs überprüft, ob eine sogenannte Pseudotraverse die gleichen Ergebnisse wie eine reale Traverse liefert. Die durchgeführten Messungen beinhalteten eine reale Flächentraverse und zwei Pseudoflächentraversen, wobei zwischen den Pseudoflächentraversen die Position der Sonde relativ zur Strutvorderkante variiert. Während der Pseudotraverse ist die 5-Loch-Sonde in Umfangsrichtung fixiert und der stromauf liegende Hochdruckstator wird in Umfangsrichtung verfahren. Um die Flächentraverse zu erhalten, wird die Sonde zusätzlich noch in radialer Richtung verfahren. Wird die 5-Loch-Sonde zwischen zwei Stützschaufelvorderkanten platziert, sind die Messergebnisse, die mit Hilfe der Pseudoflächentraverse erzielt wurden mit denen der realen Flächentraverse nahezu identisch, sodass in zukünftigen Projekten diese kostengünstigere Alternative in Betracht gezogen werden sollte.

Darüber hinaus wurde der Zwei-Wellen Turbinenprüfstand um eine Akustikmessstrecke bestehend aus 24 wandbündig angebrachten Mikrofonen erweitert. Die Mikrofone wurden bei drei unterschiedlichen Betriebspunkten über den gesamten Umfang hinter dem Niederdruckrotor traversiert, um den Einfluss der unterschiedlichen TMTF-Konfigurationen auf die generierten Azimutal- und Radialmoden zu verifizieren. Die Ergebnisse der akustischen Untersuchungen an den TMTF-Konfigurationen C1 und C2 lassen sich in zwei Bereiche aufteilen. Zum einen kann ein deutlicher Pegelanstieg bei beiden TMTFs an der Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors von Approach über Cutback zu Sideline beobachtet werden, sowohl im Frequenzspektrum, als auch in der Azimutal- und Radialmodenanalyse. Abhängig vom Betriebspunkt führt eine Erhöhung der Wellenleistung oder Drehzahl der Turbine zu einer Vergrößerung der Schallabstrahlung. Zum anderen ergibt sich bei der Analyse der Mikrofonsignale, dass die emittierte Schalleistung an allen Betriebspunkten bei der Konfiguration C2 um circa 5 dB größer ist als bei C1. Dies ist darauf zurückzuführen, dass eine Verkürzung der axialen Baulänge um 10% auch die Zeit für die Ausmischung der Wirbelstrukturen und Nachlaufdellen mit dem Hauptstrom hinter dem TMTF reduziert. Zusätzlich bewirken die, durch 5-Loch-Sonden-Messungen bestätigten, stärker ausgeprägten und weniger geneigten Nachläufe der Stützschaufeln der TMTF-Konfiguration C2 ein härteres Auftreffen dieser auf den Rotorschaufeln. Diese Kombination führt zu einer Pegelerhöhung an den entsprechenden Interaktionsmoden und damit des Summenpegels bei C2.

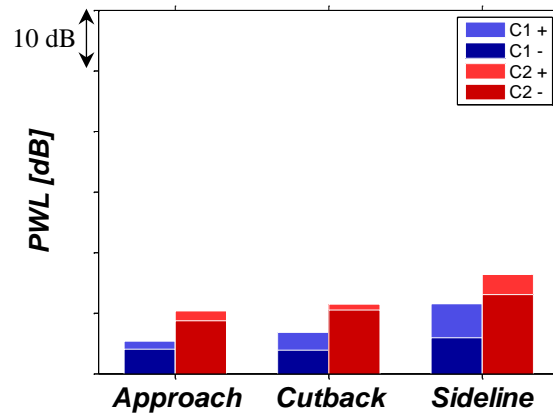


Abbildung 6.3: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C2 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse,  $BPF_{LP}$

Die erhöhte Gesamtschallemission beim Turbinenübergangskanal C2 kommt daher einerseits durch den geringeren Abstand zwischen TMTF und Niederdruckrotor und andererseits durch die veränderte Nachlaufstruktur gegenüber dem Setup C1 zustande. Anhand der Resultate der aerodynamischen und akustischen Untersuchungen zeigt sich, dass es aerodynamisch möglich ist TMTFs weiter zu verkürzen und dadurch den Treibstoffverbrauch einzusparen, Jedoch darf die aerodynamische Optimierung nicht ohne eine Betrachtung der Schallemissionen erfolgen, da diese wie beschrieben ansteigen. Zudem kann sich ein verkürzter Abstand zwischen einer Stator- und einer Rotorschaukelreihe negativ auf die Aeroelastizität des stromab drehenden Rotors auswirken.

Zusätzlich wurden in der vorliegenden Arbeit noch zwei lärmreduzierende Maßnahmen experimentell untersucht und beschrieben. Auf der einen Seite konnte gezeigt werden, dass akustisches Cloaking zur Lärminderung geeignet ist. Dabei wird durch die richtige Wahl der Relativposition zwischen Hochdruckstator und Niederdruckstator (TMTF-Struts) der Schalleistungspegel der Interaktionsmoden verringert und dadurch auch die Anregung der NDT-Schaukeln. Auf der anderen Seite führten Messungen am optimierten umlenkenden Turbinenübergangskanal C3 zur Dämpfung von Interaktionsmoden, die sowohl bei der Blattfolgefrequenz des Hochdruckrotors ( $BPF_{HP}$ ) als auch des Niederdruckrotors ( $BPF_{LP}$ ) entstehen. Die Reduktion der Interaktionsmoden aus der Hochdruckstufe ist vor allem auf den Jalousie-Effekt und das *mode-scattering* zurückzuführen. Beide Effekte werden durch die zusätzlich eingebrachten *splitter-vanes* hervorgerufen. Die gleichmäßigere Abströmung des TMTFs C3 und die dadurch gedämpften Interaktionen der TMTF-Nachläufe und der NDT-Rotorschaukeln verringern zudem die Schallemissionen bezogen auf die Blattfolgefrequenz des Niederdruckrotors ( $BPF_{LP}$ ).

Diese Arbeit ist von gesellschaftlicher Relevanz und bewies, dass eine weitere aerodynamische Optimierung von Flugzeugtriebwerkskomponenten möglich ist. Dadurch kann das Ziel effizienterer Flugzeugantriebe erreicht werden. Erstmals wurden aufwendige disziplinübergreifende experimentelle Untersuchungen nicht nur mit aerodynamischer, sondern auch mit akustischer Expertise betrachtet. Selbst wenn ein Optimierungsprozess eines Bauteils aus aerodynamischer Sicht erfolgsversprechend verläuft, wurde in der vorliegenden Arbeit gezeigt, dass sich dieser trotzdem negativ auf die Akustik in Flugzeugtriebwerken auswirken kann. Daher ist eine interdisziplinäre Betrachtung des Produkts durch entsprechende Experten

unabdingbar. Gerade durch den immer weiter zunehmenden Flugzeugverkehr und der damit verbundenen ansteigenden Lärmbelastigung der Bewohner in der Nähe von Flughäfen müssen Projekte mit dem Ziel der Schallreduktion vorangetrieben und diesbezüglich Maßnahmen erforscht werden. In der vorliegenden Arbeit wurden zwei Maßnahmen experimentell untersucht. Dabei ging es zum einen um das Einbringen zusätzlicher Schaufeln in den Turbinenübergangskanal und zum anderen um eine Optimierung der Relativposition zwischen zwei Statoren. Durch beide Maßnahmen konnte eine deutliche Reduktion der Schallemissionen erzielt werden.

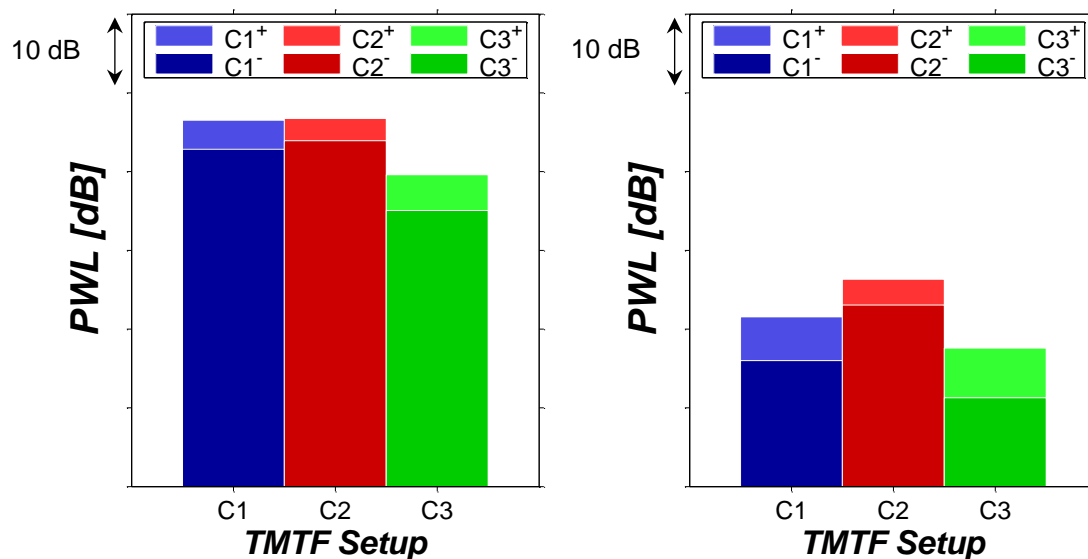


Abbildung 6.4: Vergleich der drei TMTFs C1, C2 und C3 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, links BPF<sub>HP</sub> und rechts BPF<sub>LP</sub>

## 7 PUBLIKATIONEN UND STUDENTISCHE ARBEITEN IM RAHMEN DER DISSERTATION

### 2015

**Faustmann, C.**, Zerobin, S., Bauinger, S., Marn, A., Heitmeir, F., Göttlich, E., *"Turbine Noise Reduction: Axial Spacing and Embedded Design"*, ASME Turbo Expo. 2015, Montreal, Canada, Paper-No. GT2015-43565

**Faustmann, C.**, Zerobin, S., Spataro, R., Marn, A., Heitmeir, F., Göttlich, E., *"On the Acoustics of a Turning Mid Turbine Frame with Embedded Design in a Two-Stage Test-Turbine"*, 11th European Turbomachinery Conference. 2015, Madrid, Spain

### 2014

Spitalny, M., Tapken, U., **Faustmann, C.**, Enghardt, L., *"Radial mode decomposition of sound fields in flow ducts under consideration of a rigid body like swirl"*, ISAMA International Conference on Noise and Vibration Engineering. 2014, Leuven, Belgium, ID 169

**Faustmann, C.**, Göttlich, E., *"Aerodynamics and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine"*, Proceedings of ASME Turbo Expo. 2014, Düsseldorf, Germany, Paper-No. GT2014-25568

**Faustmann, C.**, Zerobin, S., Marn, A., Spitalny, M., Broszat, D., Göttlich, E., *"Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine"*, 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. 2014, Atlanta, Georgia, USA, Paper-No. 1888811

**Faustmann, C.**, Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A., *"The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine"*, 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference 2014, Atlanta, Georgia, USA, Paper-No. 1887192

### 2013

**Faustmann, C.**, Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heitmeir, F., *"Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine"*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, paper-number: GT2013-95698

Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., **Faustmann, C.**, Heitmeir, F., *"Development of a turning mid turbine frame with embedded design –part I: Design and steady measurements"*, Journal of Turbomachinery July 2014, Vol.136 / 071008 pp. 1-9

Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., **Faustmann, C.**, Heitmeir, F., *"Development of a turning mid turbine frame with embedded design –part II: Unsteady measurements"*, Journal of Turbomachinery July 2014, Vol.136 / 071012 pp. 1-8

---

**2012**

**Faustmann, C.**, Lang, A., Guiliani, F., *“Measurement of the aerodynamics in the primary zone of a low-Nox combustor at atmospheric and isothermal conditions”*, Proceedings of the conference Transonic and Supersonic low in Cascades and Turbomachines 2012, Valencia, Spain

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik in den Jahren 2011 bis 2014 unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors die im Folgenden angeführten studentischen Arbeiten. Ergebnisse aus diesen Arbeiten können in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen sein. Der Autor dankt hiermit nochmals explizit allen ehemals betreuten Studenten für ihr Engagement bei der Unterstützung dieser wissenschaftlichen Arbeit.

Stefan Zerobin, *„Akustische Untersuchung von Turbinenübergangskanälen bei drei verschiedenen Betriebspunkten“*, Diplomarbeit eingereicht im Februar 2014, Technische Universität Graz

Achilles Kefalas. *„Numerical flow analysis of a mixing chamber in a turbine test rig“*, Master Thesis eingereicht im Oktober 2013, Technische Universität Graz

Sabine Bauinger, *„Einfluss unterschiedlicher Turbinenübergangskanäle auf die Schallemissionen in einem zweistufigen Turbinenprüfstand“*, Diplomarbeit eingereicht im Februar 2013, Technische Universität Graz

Alexander Walser, *„Evaluierung der Zu- und Abströmbedingungen eines Turbinenprüfstandes und deren Verbesserungsmöglichkeiten“*, Diplomarbeit eingereicht im Juni 2012, Technische Universität Graz

Manuel Zenz, *„Auslegung und Konstruktion von Totaltemperatur- und Totaldruckbäumen für den transsonischen 2-Wellen Turbinenprüfstand“*, Bachelorarbeit eingereicht im Oktober 2013, Technische Universität Graz

Markus Zauner, *„Turning Mid Turbine Frame – C1 & C2“*, Bachelorarbeit eingereicht im August 2012, Technische Universität Graz

Christoph Dornauer, *„Konstruktion einer Traversiereinheit für einen Gasturbinenprüfstand“*, Bachelorarbeit eingereicht im August 2012, Technische Universität Graz

## 8 LITERATURVERZEICHNIS

- [1]. **Koepfel, B.** "Noise Reduction by New Engine Concepts". *Dokumentation der zweiten internationalen Konferenz Aktiver Schallschutz ICANA*. 2013.
- [2]. **AirInsight, A Commercial Aviation Consultancy.** "Comparing the new technology Narrow-body engines: GTF vs LEAP maintenance costs". [Online]. Available: <http://airinsight.com/2011/11/09/comparing-the-new-technology-narrow-body-engines-gtf-vs-leap-maintenance-costs/#.U98nYLE09No>. [Zugriff am 04.08.2014]. 2011.
- [3]. **Göttlich, E.** "Research on the aerodynamics of intermediate turbine diffusers". *Progress in Aerospace Sciences*. 2011, 47, pp. 249-279.
- [4]. **Göttlich., E.** "Research on Intermediate Turbine Structure Aerodynamics". *Habilitation*. 2011.
- [5]. **Faustmann, C.** "Performance Validation Document TU-Graz - TTTF-2-Wellen Rig". N12-TEA-063, 2012.
- [6]. **Santner, C.** "Experimental Investigation of Turning Mid Turbine Frame Designs". *Doctoral Thesis at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology*. 2013.
- [7]. **Spataro, R.** "Aerodynamic Design and Investigation of an Embedded Concept for Turning Mid Turbine Frames". *Doctoral Thesis at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology*. 2014.
- [8]. **Sieverding, C. H.** "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages". *J. Eng. Gas Turbines Power*. Vol. 107/2, pp. 248-257.
- [9]. **Hawthorne, W. R.** "Rotational Flow Through Cascades". *J.Mech. & Appl. Math.* 1955, Vol. 3.
- [10]. **Sharma, O. P. and Butler T. L.,** "Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades". *Journal of Turbomachinery*. 1987, Vol. 109, 2, pp. 229-236.
- [11]. **Dominy RG, Kirkham DA.,** "The influence of blade wakes on the performance of inter-turbine diffusers". *ASME Journal of Turbomachinery*. 1996, Vol. 118, pp. 347-352.
- [12]. **Bradshaw P.** "Effect of streamline curvature on turbulent flow". *AGARDAG-169*. 1973.
- [13]. **Dominy, RG, Kirkham, DA.,** "The influence of swirl on the performance of interturbine diffusers". *VDI Berichte*. 1995, Vol. 1186, pp. 107-122.
- [14]. **Norris, G., Dominy, RG., Smith, AD.** "Diffusion rate influences in inter-turbine diffusers". *IMEchE J Power Energy*. 1997, Vol. 211 (PartA), pp. 235-242.

- [15]. **Norris, G., Dominy, R.G., Smith, A.D.**, "Strut influences within a diffusing annular S-shaped duct". *ASME Paper*. 1998, 98-GT-425.
- [16]. **Norris, G., Dominy, R.G., Smith, A.D.** "Flow instability within a diffusing annular S-shaped duct". *ASME Paper*. 1999, 99-GT-70.
- [17]. **Miller, R.J., Moss, R.W., Ainsworth, R.W., Horwood, C.K.** "Time-resolved vane-rotor interaction in a high-pressure turbine stage". *ASME Journal of Turbomachinery*. 2003, Vol. 125, pp. 1-13.
- [18]. **Pecnik R., Pieringer P., Sanz W.** "Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence closures". *ASME Paper*. 2005, GT2005-68754.
- [19]. **Schennach, O., Pecnik, R., Paradiso, B., Göttlich, E., Marn, A., Woisetschläger, J.** "The effect of vane clocking on the unsteady flow field in a one-and-a-half stage transonic turbine". *Journal of Turbomachinery*. 2008, Vol. 130.
- [20]. **Wallin F., Arroyo Osso C., Johansson T. G.** "Experimental and numerical investigation of an aggressive intermediate turbine duct: Part 1-flowfield at design inlet conditions". *AIAA Paper*. 2008, AIAA-2008-7055.
- [21]. **Arroyo Osso C., Wallin F., Johansson T. G.** "Experimental and numerical investigation of an aggressive intermediate turbine duct: Part 2-flowfield at off-design conditions". *AIAA Paper*. 2008, AIAA-2008-7055.
- [22]. **Lin J., C.** "Review of research on low-profile vortex generators to control boundary-layer separation". *Progress in Aerospace Sciences*. 2002, Vol. 38, pp. 389-420.
- [23]. **Kirtley K. R., Graziiosi P.** "Self-aspirating high-area-ratio inter-turbine duct assembly for use in a gas turbine engine". *United States patent 6851264*. 2005.
- [24]. **Graziiosi P., Kirtley K. R.** "High-area-ratio inter-turbine duct with inlet blowing". *United States patent 7137245 B2*. 2006.
- [25]. **Denton J., D., Xu L.** "The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design". *Proc. Instn. Mech. Engrs*. 1999, Vol. 213 Part C, pp. 125-137.
- [26]. **Kazin, S., B., Matta R., K.** "Turbine Noise Generation, Reduction and Prediction". *AIAA 2nd Aero-Acoustics Conference*. 1975, Paper-No. 75-449.
- [27]. **Benzakein, M., J., Smith, E.,B.** "Turbine Noise Generation and Suppression". *ASME Winter Annual Meeting*. 1973, Paper-No. 73-WA/GT-7.
- [28]. **Bräunling, Willy J.G.** "*Flugzeugtriebwerke*". Berlin : Springer, 2009. ISBN 978-3-540-76370-3.
- [29]. **Smith, M., J., T.** "Quieting a Quiet Engine- The RB211 Demonstrator Programme". 1976, SAE 760897.

- [30]. **Zerobin, S.** "Akustische Untersuchung von Turbinenübergangskanälen bei unterschiedlichen Betriebspunkten in einem zweistufigen Turbinenprüfstand". *Diplomarbeit am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz*. 2014.
- [31]. **Tyler, J.M. und Sofrin, T.G.** "Axial flow compressor noise studies". *SAE Transaction*. 1962, 70, S. 309-332.
- [32]. **Sutliff, D.L.** "Rotating Rake Turbofan Duct Mode Measurement System". s.l. : NASA Technical Memorandum 213828, 2005.
- [33]. **Balombin, J., Stakolich, E.** "Effect of Rotor-to-Stator Spacing on Acoustic Performance of a Full-Scale Fan (QF-5) for Turbofan Engines". *NASA Technical Memorandum TM X-3103*. 1974.
- [34]. **Hulse, B., Pearson, C., Abbona, M., Andersson, A.** "Some Effects of Blade Characteristics on Compressor Noise Level". *Boeing Company for The Federal Aviation Agency; FAA-ADS-82*. 1966.
- [35]. **Holste, F.** "Ermittlung der aerodynamischen Lärmquellen und Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels der im Nahfeld gemessenen Druckschwankungen am Beispiel eines Triebwerkmodells". Düsseldorf : Fortschrittsberichte VDI Reihe 7 Nr. 272, 1995.
- [36]. **Woodward, R.P., Fite, E.B., Podboy, G.G.** "Noise Benefits of Rotor Trailing Edge Blowing for a Model Turbofan". *NASA Tech. Mem. 2007-214666 for AIAA 45th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. 2007.
- [37]. **Envia, E., Nallasamy, M.** "Design Selection and Analysis of a Swept and Leaned Stator Concept". *Journal of Sound and Vibration*. 1999, Vol. 228(4), pp. 793-836.
- [38]. **Faustmann, C., Göttlich, E.** "Aerodynamic and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2014, Paper-No. GT2014-25568.
- [39]. **Nesbitt, E.** "Towards a quieter low pressure turbine: design characteristics and prediction needs". *International journal of aeroacoustics*. 2011, Vol. 10, 1, pp. 1-16.
- [40]. **Blaszczak, J.** "Efficiency improvement and noise reduction through stator-stator clocking effect of a two-stage turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2005, Paper-No. GT2005-68833.
- [41]. **Vazquez, R., Torre, D., Serrano, A.** "The effect of airfoil clocking on efficiency and noise of low pressure turbines". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-94243.
- [42]. **Gruber, M., Joseph, P., Azarpeyvand, M.** "An experimental investigation of novel trailing edge geometries on airfoil trailing edge noise reduction". *19th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2013, Paper-No. AIAA 2013-2011.



- [43]. **Azarpeyvand, M., Gruber, M., Joseph, P.** "An analytical investigation of trailing edge noise reduction using novel serrations". *19th AIAA/CEAS Aeronautics Conference*. 2013, Paper-No. AIAA 2013-2009.
- [44]. **Erhard, G., Gehrler, A.** "Design and construction of a transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2001, Paper-No. GT2000-480.
- [45]. **Neumayer F., Kulhanek, G., Pirker, H. P., Jericha, H., Seyr, A., Sanz, W.,.** "Operational behavior of a complex transonic test turbine facility". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2000, Paper-No. GT2000-489.
- [46]. **Hubinka, J., Santner, C., Paradiso, B., Malzacher, F., Göttlich, E., Heitmeir, F.** "Design and construction of a two shaft test turbine for investigation of mid turbine frame flows". *ISABE*. 2009, Paper-No. ISABE-2009-1293.
- [47]. **Hubinka, J., Paradiso, B., Santner, C., Göttlich, E., Heitmeir, F.** "Design and Operation of a two spool high pressure test turbine facility". *9th European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2011.
- [48]. **Hoeger, M., Malzacher, F., Nagel, M.** "Turbo Engine". *Weltorganisation für geistiges Eigentum*. 2010, WO 2010/063271 A2.
- [49]. **Wallin, F.** "Flow Control and Shape Optimization of Intermediate Turbine Duct for". *PhD thesis, Gothenburg, Sweden, Chalmers University of Technology*. 2008.
- [50]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.** "Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part I: Design and steady measurements". *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95279.
- [51]. **Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., Faustmann, C., Heitmeir, F.,.** "Development of a turning mid turbine frame with embedded design - Part II: Unsteady measurements". *accepted for ASME Journal of Turbomachinery*. 2013, Paper-No. GT2013-95280.
- [52]. **Walser, A.** "Evaluierung der Zu- und Abströmbedingungen eines Turbinenprüfstands und deren Verbesserungsmöglichkeiten". *Diplomarbeit*. 2012.
- [53]. **Kefalas, A.** "Numerical flow analysis of a mixing chamber in a turbine test rig". *Master Thesis*. 2013.
- [54]. Measurement techniques in fluid dynamics - An Introduction. 3rd revised edition. s.l. : VKI faculty, 2009.
- [55]. **Hubinka, J.** "Konstruktion, Aufbau und Betriebsführung eines zweiwelligen Turbinenprüfstands". *Doctoral Thesis at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology*. 2013.
- [56]. **Zenz, M.** "Auslegung und Konstruktion von Totaltemperatur- und Totaldruckbäumen für den ranssonischen 2-Wellen Turbinenprüfstand". *Bachelor Thesis at the*

*Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology*. 2013.

[57]. **McAleer, C.**, "Predicting Fan Noise Propagation in Aeroengine Bypass Ducts". *PHD Thesis*. 2009.

[58]. **IST, RWTH Aachen**. <http://www.ist.rwth-aachen.de/typo3/index.php?id=378>. 2013.

[59]. **Faustmann, C., Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heimeir, F.** "Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2013, Paper-No. GT2013-95698.

[60]. **Tapken, U.** "Sensor array for radial mode analysis at TMTF Rigs of TU Graz". *interne Präsentation am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz*. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik, 8. 2 2011.

[61]. **Faustmann, C., Zerobin, S., Marn, A., Spitalny, M., Broszat, D., Göttlich, E.** "Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine". *submitted at 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2014, Paper-No. 2014-0000.

[62]. **Faustmann, C., Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A.** "The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine". *submitted at 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*. 2014, Paper-No. 2014-0000.

[63]. **Faustmann, C., Zerobin, S., Spataro, R., Marn, A., Heitmeir, F., Göttlich, E.** "On the Acoustics of a Turning Mid Turbine Frame with Embedded Design in a Two-Stage Test-Turbine". *Proceedings of the 11th Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. 2015.

[64]. **Möser, M.** "Technische Akustik". Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2012.

[65]. **Lerch, R., Sessler, G. und Wolf, D.** "Technische Akustik - Grundlagen und Anwendungen". Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2009.

[66]. **Rienstra, S.W. und Hirschberg, A.** "An Introduction to Acoustics". Eindhoven University of Technology : s.n., 2013.

[67]. **Möser, M.** "Messtechnik der Akustik". Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2010.

[68]. **Sharma, O.P., et al., et al.** "Three-dimensional unsteady flow in axial flow turbine". *AIAA Journal Propulsion Power* 1(1). 1985, S. 29-38.

[69]. **Suder, K.L., et al., et al.** "Measurements of the unsteady flow field within the stator row of a transonic axial-flow fan: part 1 - measurement and analysis technique". s.l. : NASA Technical Memorandum 88945, 1987.

- [70]. **MathWorks**. Matlab Documentation. [Online] [Zitat vom: 9. 12 2013.] <http://www.mathworks.de/de/help/matlab/ref/fft.html>.
- [71]. **Hussain, A. und Reynolds, W.** "The mechanics of an organized wave in turbulent shear flow". *Journal of Fluid Mechanics* 41. 1970, 41, S. 241-258.
- [72]. **Lengani, D., Santner, C., Spataro, R., Paradiso, B., Göttlich, E.** "Experimental Investigation of the Unsteady Flow Field Downstream of a Counter-Rotating Two-Spool Turbine Rig". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. 2012, Paper No. GT2012-68583.
- [73]. **Munjal, M.L.** "*Acoustic of Ducts and Mufflers*". New York : John Wiley & Sons, 1997.
- [74]. **Tapken, U., Enghardt, L.** "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts". *12th AIAA/CAES Aeronautics Conference*. 2006.
- [75]. **Morfey, C.L.** "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow". *Journal of Sound and Vibrations*. 1971, 14(1), S. 37-55.
- [76]. **Sijtsma, P., Zillmann, J.** "In-duct and far-field mode detection techniques". *13th AIAA/CAES Aeroacoustic Conference 2007-3439*. 2007, Paper-No. 2007-3439.
- [77]. **Paige, C.C. und Saunders, M.A.** "LSQR: An algorithm for sparse linear equations and sparse least squares". *TOMS*. 1982, 8(1), S. 43-71.

## 9 ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1: Getriebefantechnologie (GTF): Vorteile eines vergrößerten Fandurchmessers [1] .....	1
Abbildung 1.2: Vergleich der Triebwerksarchitektur eines konventionellen Triebwerks (unten) mit der eines Getriebefantriebwerks (oben) [2] .....	2
Abbildung 1.3: Schnittdarstellung eines modernen Zweiwellentriebwerks [4] .....	3
Abbildung 1.4: Vergleich von einem Turbinenübergangskanal mit nicht-umlenkenden Stützschaufeln (oben) und einem umlenkenden Turbinenübergangskanal bei dem die erste Niederdruckleitschaufelreihe durch umlenkende Stützschaufeln ersetzt wird [3] .....	4
Abbildung 2.1: Sekundärströmung in einer Schaufelpassage nach Hawthorne [9] (a) und Sharma und Butler [10] (b) .....	7
Abbildung 2.2: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalkontur und stationäre Nachläufe [3] .....	9
Abbildung 2.3: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalgeometrie, stationären Nachläufen und Drall [3] .....	9
Abbildung 2.4: Sekundärströmungen hervorgerufen durch S-förmige Kanalkontur, stationäre Nachläufe und Stützschaufeln [3] .....	10
Abbildung 2.5: Wirbelstrukturen stromab einer transsonischen Hochdruckturbinenstufe (Setup AIDA C4 untersucht an der Technischen Universität Graz [3]; Strömung von rechts nach links .....	11
Abbildung 2.6: Visualisierung des Druckgradienten auf der Kanalinnenwand (Zeitschritt einer instationären numerischen Simulation) [3] .....	12
Abbildung 2.7: Strömungsbeeinflussung: aktive (a und b) und passive (c) Maßnahmen zur Reenergetisierung der Grenzschicht [3] .....	14
Abbildung 2.8: Geometrie und Hauptabmessungen eines Wirbelgenerators (oben); Verringerung der Ablösung: Stationäre CFD- Simulation von einem Turbinenübergangskanal (AIDA C5-Setup) mit eingebauten Wirbelgeneratoren (unten) [3] .....	14
Abbildung 2.9: Möglichkeiten der 3D-Schaufelauslegung: Neigung der Schaufel in axialer Richtung ( <i>sweep</i> ) und Neigung der Schaufel in Umfangsrichtung ( <i>lean</i> ) .....	15
Abbildung 2.10: Optimierte Seitwände achsensymmetrisch (links oben) oder nicht-achsensymmetrisch (rechts oben) und mit harmonischen Funktionen nicht-achsensymmetrisch optimierte Seitenwände (unten) [3] .....	17
Abbildung 2.11: Beispiel für ein mögliches Lärmspektrum einer Turbine. Das hier dargestellte Spektrum .....	18
Abbildung 2.12: Einfluss einer Veränderung von $4^\circ$ im Schaufelwinkel eines Fans auf die Erzeugung von Breitbandlärm, [29] .....	19
Abbildung 2.13: Verschiebung des Staupunkts von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profilsinfolge Zuströmung (grün=Absolutgeschwindigkeit, blau= Relativgeschwindigkeit, rot=Umfangsgeschwindigkeit, = geänderte Größen .....	20
Abbildung 2.14: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion; hier: $\Omega$ entspricht der Winkelposition des Rotors und $m$ der Winkelposition der Interaktion [32] .....	22
Abbildung 2.15: Schematische Darstellung der Abstandsvariation einer einstufigen Turbinenstufe (links) und der Einfluss auf die Schalleistung und den Wirkungsgrad bei Abstandsvergrößerung (rechts) [27] ..	24
Abbildung 2.16: Geometrie der geschlitzten Sägezahn hinterkante mit Parametern [42] .....	26
Abbildung 3.1: Dreidimensionale Ansicht des transsonischen Zwei-Wellen-Turbinenprüfstands mit den wichtigsten Komponenten und der Luftführung .....	28
Abbildung 3.2: Skizze der Schaufelprofile der Hoch- und Niederdruckstufe im Mittelschnitt inklusive Messraster für die Akusikmessung .....	30
Abbildung 3.3: Schnittdarstellung des transsonischen Zwei-Wellen Turbinenprüfstands mit Messebenen ..	31
Abbildung 3.4: Schnittdarstellung des Turbinenübergangskanals Konfiguration 1 inklusive der Messpositionen der Messebenen A, B, C, D/E und F .....	33

Abbildung 3.5: Schnittdarstellung des Turbinenübergangskanals Konfiguration 2 inklusive der Messpositionen der Messebenen C, D/E und F .....	34
Abbildung 3.6: Vergleich von Konfiguration C1 (blau) und Konfiguration C2 (rot) [6].....	34
Abbildung 3.7: TMTF Konfiguration C3 mit zusätzlichen <i>splitter-vanes</i> in der Schaufelpassage [4].....	35
Abbildung 3.8: Konstruktion und Fertigung der instrumentierten Stützschaufeln: a) und c) Ableitung der instrumentierten Schaufeln aus dem CAD für die Konfiguration C1 bzw. C2, b) und d) Instrumentierung der Schaufeln C1 bzw. C2 mit jeweils einer Totaldruck- und Totaltemperaturmessstelle.....	37
Abbildung 3.9: Ausgangs-Positionen und positive Drehrichtung (graue Pfeile, Blickrichtung: entgegen Strömungsrichtung) inklusive Seitenansicht der Totaldruck- und Totaltemperaturrechen in den Messebenen A, C, E und F.....	38
Abbildung 3.10: Konstruktion der Kiel-Köpfe für die Totaldruck- (links) und Totaltemperaturrechen (rechts) [55].....	39
Abbildung 3.11: Beschreibung der drei wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [28].....	41
Abbildung 3.12: Anteile der Lärmentwicklung am Flugzeug mit High-Bypass-Triebwerken bei den drei Referenzmesspunkten [57].....	42
Abbildung 4.1: Traversiereinheit für 5-Loch-Sonden mit einer linearen Verstelleinheit und einer Verstelleinheit zur Rotation der Sonde um ihre eigene Achse.....	44
Abbildung 4.2: ursprüngliches TMTF Außengehäuse 3D-Ansicht (links) und im 2-D Schnitt (rechts)....	45
Abbildung 4.3: neu konstruiertes TMTF Außengehäuse 3D-Ansicht (links) und im 2-D Schnitt (rechts)	45
Abbildung 4.4: Messaufbau für eine 5-Loch-Sondenmessung in der Messebene E .....	46
Abbildung 4.5: Schnittdarstellung des Strömungskanals mit der TMTF Konfiguration C2 inklusive der Messebenen (C, E, F) und der neuen Drehvorrichtung in Messebene C .....	46
Abbildung 4.6: Abmessungen und Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonden mit nicht-geneigtem (links) für die Messebene C und geneigtem Sondenkopf (rechts) für die Messebenen E und F.....	47
Abbildung 4.7: Winkeldefinition mit Vorzeichenkonvention und Nummerierung der Sondenbohrungen [58] .....	48
Abbildung 4.8: Mittelschnittansichten der Konfigurationen C1 (I.) und C2 (II.) inklusive der Messebenen; Skizze der Umfangspositionen der 5-Loch-Sonde für die jeweilige Traversiertechnik in der Messebene C (III.) und 3D-Ansicht der Messgitter im TTTF (IV.).....	49
Abbildung 4.9: Ölanstrich auf den Schaufeloberflächen (Saugseite) der beiden TMTF-Konfigurationen an verschiedenen Umfangspositionen.....	51
Abbildung 4.10: Meridianschnitt mit den Messpositionen und festgelegtes Koordinatensystem [59].....	52
Abbildung 4.11: Axiale Mikrofonanordnung (links) und Winkelversatz der Mikrofonreihen (rechts).....	53
Abbildung 4.12: Mikrofonplatte mit wandbündig eingebauten Mikrofonen; Mikrofon 13-24 wurden für die Auswertung verwendet (roter Rahmen).....	53
Abbildung 4.13: PXI-Chassis von National Instrument (beige) und Power-Module von G.R.A.S. (schwarz) für insgesamt 32 Mikrofone .....	54
Abbildung 4.14: Relative Position zwischen HD-Statorschaukel und TMTF-Schaukel [6].....	56
Abbildung 4.15: a) Definitionen der Strömungswinkel und positive Richtung des Seitenwinkels.....	57
Abbildung 4.16: Azimutalmodenanalyse an <i>BPFHP</i> Betriebspunkt Sideline, Setup C1 gemittelt über Umfangspositionen .....	59
Abbildung 4.17: Schnittdarstellung des Strömungskanals mit der Hoch- und Niederdruckstufe inklusive der Schaufelzahlen.....	59
Abbildung 5.1: Vergleich von Konfiguration C1 (blau) und der 10% kürzeren Konfiguration C2 (rot) [6] .....	63
Abbildung 5.2: Vergleich des totalen Druckverlusts zwischen den beiden TMTFs C1 und C2 für die 5LS-Messung (links) und die Totaldruckrechenmessung (rechts).....	64
Abbildung 5.3: Vergleich der in Umfangsrichtung gemittelten radialen Verteilungen von Machzahl und Seitenwinkel in der Eintrittsebene der TMTFs gemessen mit der 5LS auf drei verschiedenen Arten .....	65

Abbildung 5.4: Frequenzspektren ( $BPF_{LP}$ ) der Konfiguration C1 und der 10% kürzeren Konfiguration C2 (gestrichelte Linie) an den Betriebspunkten Approach (blau), Cutback (grün) und Sideline (rot) .....	83
Abbildung 5.5: Neigung des Nachlaufs (gekennzeichnet mit punktierten Linien) für das TMTF C1 (links) und C2 (rechts) jeweils am Austritt des TMTFs (5LS-Messung, Ebene E) .....	84
Abbildung 5.6: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C2 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, $BPF_{LP}$ .....	85
Abbildung 5.7: Mittelschnittsdarstellung der Hoch- und Niederdruckstufe inklusive der sechs Clockingpositionen.....	103
Abbildung 5.8: Schalleistung aufsummiert über die sechs dominanten Moden.....	104
Abbildung 5.9: 2D-Schnittsdarstellung des Strömungspfads für die TMTF Konfiguration C3.....	119
Abbildung 5.10: Frequenzspektren der beiden TMTF-Konfigurationen C1 (blau) und C3 (grün, um 100 Hz verschoben), links $BPF_{HP}$ und rechts $BPF_{LP}$ .....	120
Abbildung 5.11: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C3 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, links $BPF_{HP}$ und rechts $BPF_{LP}$ .....	120
Abbildung 6.1: Vergleich des totalen Druckverlusts zwischen den beiden TMTFs C1 und C2 für die 5-Loch-Sonden-Messung .....	134
Abbildung 6.2: Neigung des Nachlaufs (gekennzeichnet mit punktierten Linien) für das TMTF C1 (links) und C2 (rechts) jeweils am Austritt des TMTFs (5LS-Messung, Ebene E) .....	135
Abbildung 6.3: Vergleich der beiden TMTFs C1 und C2 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, $BPF_{LP}$ .....	136
Abbildung 6.4: Vergleich der drei TMTFs C1, C2 und C3 hinsichtlich ihrer Summenpegel (PWL) aus der Radialmodenanalyse, links $BPF_{HP}$ und rechts $BPF_{LP}$ .....	137
Abbildung 10.1: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion hier: $\Omega$ entspricht der Winkelposition des Rotors und $m$ der Winkelposition der Interaktion [32].....	155
Abbildung 10.2: Zylinderkoordinaten für einen Kanal mit Kreis- bzw. Kreisringquerschnitt [64] .....	157
Abbildung 10.3: Verläufe und Verteilung des Schalldrucks in einem zylindrischen Kanal [64].....	160
Abbildung 10.4: Spiralförmiges Druckfeld bei konstanter Phase [63] .....	160
Abbildung 10.5: Fast Fourier Transformation des Rohsignals, Betriebspunkt Sideline, Setup C1 .....	166
Abbildung 10.6: FFT nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung mit HP-Trigger (links) und LP-Trigger (rechts), Betriebspunkt Sideline, Setup C1.....	166
Abbildung 10.7: Azimutalmodenanalyse an $BPF_{HP}$ , Betriebspunkt Sideline, HPT, Setup C1, gemittelt über Umfangspositionen (links) und zusätzlich gemittelt über axiale Messpositionen (rechts).....	169
Abbildung 10.8: Radialmodenanalyse an $BPF_{LP}$ bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT, Summenpegel über Radialmoden berechnet.....	171
Abbildung 10.9: Radialmodenanalyse an $BPF_{LP}$ bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT .....	171
Abbildung 10.10: Deckblatt des Performance Validation Document PVD.....	172
Abbildung 10.11: Auszug aus dem PVD: Geforderte und erreichbare Messgenauigkeiten des TMTF.....	173
Abbildung 10.12: Auszug aus dem PVD: Geforderte und erreichbare Stabilität der wichtigsten Messgrößen zur Betriebspunktüberwachung.....	173

## 10 ANHANG

### A Theoretische Grundlagen der Akustik

Eine Erweiterung des Kapitels 2.3 ist hier durch eine ausführliche Beschreibung der Akustik zu finden. Es sei darauf hingewiesen, dass die Erweiterung aus Teilen der Diplomarbeit von Stefan Zerobin [30] entnommen wurde, die unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors entstand.

Die in dieser Arbeit angewandte akustische Analyse besteht grundlegend aus vier aufeinander aufbauenden Verfahren, welche in den folgenden Unterkapiteln nach einer kurzen Einführung in die Schallentstehung und Schallausbreitung vorgestellt werden. Wie im Kapitel 3 im Detail beschrieben, ist der Zwei-Wellen Prüfstand aus jeweils einer Stufe einer Hochdruck- und einer Niederdruckturbine aufgebaut, deren Rotoren in gegenläufige Richtungen mit unterschiedlichen Drehzahlen laufen. Durch die mechanische Entkopplung der beiden Rotoren gibt es keine Korrelation zwischen den jeweiligen Drehzahlen. Daher können die akustischen Vorgänge beider Rotoren getrennt voneinander analysiert werden, indem das gemeinsame Schallfeld in ein durch den Hochdruckrotor getriebenes und ein durch den Niederdruckrotor getriebenes Schallfeld aufgeteilt wird. Auf den gemessenen Schalldruck werden dazu eine adaptive Neuabtastung (Kapitel A.3) und eine Phasenmittelung (Kapitel A.4) angewandt. Eine anschließende diskrete Fourier-Transformation bildet danach jene harmonischen Frequenzen ab, welche durch den jeweiligen Rotor angeregt werden. Da der Schalldruck als Lösung der Wellengleichung in Form von sich überlagernden Moden beschrieben werden kann, wird an der ermittelten Grundfrequenz (auch als 0. Harmonische bzw. als Blattfolgefrequenz (1. BPF) bezeichnet) eine Modenanalyse durchgeführt (Kapitel A.5). Diese Moden können sich unter bestimmten Voraussetzungen im Strömungskanal ausbreiten. Abhängig von der Geometrie und den lokalen Strömungsbedingungen bilden sich dabei charakteristische Modenverteilungen sowohl in Umfangsrichtung (ermittelt durch die Azimutalmodenanalyse), als auch in Radialrichtung (ermittelt durch die Radialmodenanalyse) aus.

#### A.1 Schallentstehung

Die physikalische Definition des Schalls besteht aus der Ausbreitung kleiner Änderungen von Druck, Dichte und Geschwindigkeit in gasförmigen, flüssigen oder festen Medien um einen mittleren, stationären Zustand. Diese Schwankungen können als mechanische Schwingungen angeregter Moleküle aufgefasst werden. Als Anregung dienen dabei mechanische, strömungsmechanische, elektrische, magnetische, thermische oder chemische Vorgänge. Ein Schallereignis wird im Wesentlichen durch seine spektrale Zusammensetzung charakterisiert (Ton, Klang, Geräusch, ...). Für den Menschen liegt ein hörbares Schallereignis im Frequenzbereich zwischen ca.  $16\text{ Hz}$  und  $20\text{ kHz}$  (dieser wird auch als Hörschall bezeichnet). Frequenzen unterhalb (Infraschall) und oberhalb (Ultraschall) dieses Bereiches können Auswirkungen sowohl auf den Menschen als auch auf die Umgebung (z.B. strukturdynamisch) haben, sind hier aber nicht von Bedeutung. In weiterer Folge wird in dieser Arbeit ausschließlich die Ausbreitung von Luftschall betrachtet, welcher aufgrund der Strömung durch die Schaufelgitter von Hochdruck- und Niederdruckturbine in der Versuchsanlage entsteht (direkte Schallentstehung). Die Unterscheidung zwischen Strömung und Schall ist dabei oftmals schwierig. Als charakteristisches Kriterium gilt daher die Ausbreitungsgeschwindigkeit, mit der

die Schwankungsgrößen durch den Strömungskanal transportiert werden (siehe dazu Kapitel A.2). Wirbel, die durch örtliche Druckänderungen bei Luftumströmung eines Körpers entstehen, bewegen sich z.B. mit Strömungsgeschwindigkeit fort, während Druckänderungen, die mit Schall in Verbindung gebracht werden, sich mit Schallgeschwindigkeit (also in Luft bei Normbedingungen ca. 340 m/s) ausbreiten.

### A.1.1 Akustische Kenngrößen

Der Raum, in dem sich die Schallwellen ausbreiten, wird als Schallfeld bezeichnet. Dieses wird durch Schallfeldgrößen charakterisiert, die sich (wie eingangs bereits erwähnt) jeweils aus einer stationären Ruhegröße (Index 0) des Fluides und einer sehr kleinen Schwankungsgröße (Index ') zusammensetzen. Für Gase sind diese Größen wie folgt definiert, wobei die charakteristischen Schwankungsgrößen als Schalldruck  $p'$ , Schalldichte  $\rho'$  und Schallschnelle  $v'$  bezeichnet werden (nach [64], [65]).

$$\begin{aligned} p_t &= p_0 + p' t \quad \text{in Pa} \\ \rho_t &= \rho_0 + \rho' t \quad \text{in kg/m}^3 \\ v_t &= v_0 + v' t \quad \text{in m/s} \end{aligned} \tag{10.1}$$

Bei bekanntem Schalldruck (z.B. durch einfaches Messen mittels eines Mikrofons) kann die Schalldichte mit Hilfe der thermodynamischen Zustandsgleichung für ideale Gase ausgedrückt werden. Das Schallfeld wird dann durch Schalldruck und Schallschnelle beschrieben. Sind diese Schwankungsgrößen harmonische Schwingungen, lässt sich der komplexe Schalldruck  $\underline{p}' t$  bilden.

$$\underline{p}' = p e^{i(\omega t + \varphi_p)} \tag{10.2}$$

$p$  ist hier die Amplitude,  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit und  $\varphi_p$  eine Phasenverschiebung. Die Schallschnelle stellt die Momentangeschwindigkeit dar, mit der die Luftteilchen um ihre Ruhelage schwingen. Diese Geschwindigkeit ist eine gerichtete Größe und lautet in komplexer Darstellung:

$$\underline{v}' = v e^{i(\omega t + \varphi_v)} \tag{10.3}$$

Das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle wird als Schallintensität (Einheit:  $W/m^2$ ) bezeichnet und gibt jene Energiemenge an, die pro Zeiteinheit (mit der Geschwindigkeit  $v$ ) durch die Flächeneinheit strömt.

$$I = p' \cdot v' \tag{10.4}$$

Wird die Schallintensität über eine senkrecht zum Schnellevektor durchströmte Fläche integriert, ist das Ergebnis die Schallleistung (Einheit:  $W$ ). Diese stellt eine wichtige Kenngröße zur Bewertung von Schallquellen dar, da sie im Falle einer um die Schallquelle geschlossenen Fläche vom Ort der Schallquelle unabhängig ist.

$$P = \int_S I \cdot dS \tag{10.5}$$



Die Wertebereiche der Feldgrößen Schalldruck und Schallschnelle unterliegen einer starken Dynamik (teilweise bis zu sechs Zehnerpotenzen), sodass für eine bessere Handhabung der akustischen Kenngrößen logarithmierte Verhältnisgrößen eingeführt wurden. Diese Pegelmaße sind auf Referenzwerte bezogen und haben die dimensionslose Einheit Dezibel (dB). Ein weiterer Vorteil der logarithmischen Skalierung ist eine bessere Anpassung an die Hörempfindung des Menschen. Ebenso wird der Bezugswert  $p_0$  des Schalldruckpegels auf den Wert der Hörschwelle bei  $1\text{ kHz}$  gesetzt. Der Schalldruckpegel an der Hörschwelle beträgt dabei  $0\text{ dB}$ .

$$\begin{aligned} \text{Schalldruckpegel:} \quad L_p (= SPL) &= 10 \cdot \log \left( \frac{p'^2}{p_0^2} \right) = 20 \cdot \log \left( \frac{p'}{p_0} \right) & (10.6) \\ \text{mit } p_0 &= 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schallschnellepegel:} \quad L_v &= 10 \cdot \log \left( \frac{v'^2}{v_0^2} \right) = 20 \cdot \log \left( \frac{v'}{v_0} \right) & (10.7) \\ \text{mit } v_0 &= \frac{p_0}{\rho c} = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s für Luft bei Normbedingungen} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schallintensitätspegel:} \quad L_I &= 10 \cdot \log \left( \frac{I}{I_0} \right) & (10.8) \\ \text{mit } I_0 &= p_0 \cdot v_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Schalldleistungspegel:} \quad L_W (= PWL) &= 10 \cdot \log \left( \frac{P}{P_0} \right) & (10.9) \\ \text{mit } P_0 &= I_0 \cdot S_0 = 10^{-12} \text{ W mit } S_0 = 1 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

### A.1.2 Schallentstehung in einer Turbine

Bei modernen Flugzeugtriebwerken mit einem hohen Nebenstromverhältnis (auch als High-Bypassratio Aero Engine bezeichnet) sind die Strahlgeschwindigkeiten beim Düsenaustritt im Vergleich zu älteren Triebwerken deutlich verringert worden, sodass auch die abgegebene Schalleistung des Strahls abgenommen hat. Dadurch und durch die erhöhte aerodynamische Belastung bei hohem Nebenstromverhältnis sind die Anteile an der Gesamtschallemission des Triebwerks von den Hauptkomponenten Fan, Verdichter und Turbine gestiegen. Der Fan bildet dabei die dominante Schallquelle, gefolgt von Turbine und Verdichter. Turbinen und Verdichter sind meist mehrstufig ausgeführt, wobei eine Stufe aus einem feststehenden Leitrad (Stator) und einem rotierenden Laufrad (Rotor) besteht. Im Fall der betrachteten Versuchsanlage ist die Turbine aus einer Hochdruckstufe und einer Niederdruckstufe aufgebaut (Kapitel 3). Beide leisten ihren eigenen Beitrag zur Schallemission, wobei der Niederdruckturbine, als letzte Stufe vor dem Austritt, eine größere Bedeutung zugemessen wird.

Die Mechanismen der Geräuschentwicklung bei Turbinen beruhen, ähnlich wie bei Verdichter, auf Schwankungen der Druckverteilung einer Schaufelumströmung sowie auf der Interaktion zwischen Stator und Rotor. Durch eine ungleichmäßige und hochturbulente Zu- und Abströmung des Schaufelprofils bilden sich neben Sekundärwirbeln an der Blattspitze und an

der Blattwurzel zusätzliche Verwirbelungen sowohl an Schaufelvorderkante als auch an der Hinterkante aus. Grund dafür können Nachläufe der vorderen Schaufelreihe (Stator oder Rotor) sein, die auf die darauffolgende Beschauflung treffen. Bei Betrieb weit außerhalb des optimalen Auslegungspunktes (Off-Design) kann die Strömung dem Schaufelprofil durch die veränderten Zuströmbedingungen in Betrag und Richtung nicht mehr exakt folgen und generiert dickere Grenzschichten bzw. Ablösungen und Rückströmgebiete. Der dabei steigende Inzidenzwinkel (Differenz aus Eintrittswinkel der Beschauflung und dem effektiven Zuströmwinkel) ist maßgeblich für die Dicke des Profilmachlufs verantwortlich. Diese Effekte führen zu Fluktuationen der Profildruckverteilungen und sind Ursache des sogenannten Breitbandlärms, also emittierter Schall in einem weiten Frequenzbereich. Neben einem breitbandigen Anteil beinhaltet die Geräuschkulisse der Turbine auch ausgeprägte tonale Anteile, die durch diskrete Töne (einzelne Frequenzpeaks) im Frequenzspektrum gekennzeichnet sind. Hier spielen vor allem Wechselwirkungen zwischen Stator und Rotor eine wichtige Rolle. Nachläufe, die von den Schaufelreihen des Stators resultieren, werden vom nachfolgenden Laufrad durchtrennt, die Nachläufe des Rotors schlagen anschließend auf die feststehenden Vorderkanten der nachfolgenden Leitrad-schaufeln. In einer Überschallströmung arbeitenden Turbine treten daneben noch die Effekte von Verdichtungsstößen an den Schaufelhinterkanten auf. Zunächst wird jedoch ein einzelnes Laufrad mit  $B$  Schaufeln in einem Strömungsfeld betrachtet. Rotiert dieses Laufrad mit der Drehzahl  $n_{rpm}$ , so rotiert auch das durch die Schaufeln aufgeprägte Druckfeld mit derselben Drehzahl. Hinter dem Rotor kann daher ein stehender Beobachter jedes Mal, wenn eine Schaufel vorbeiläuft, eine Druckänderung wahrnehmen. Diese periodischen Druckschwankungen erzeugen einen diskreten Ton mit einer von der Drehzahl und Schaufelzahl abhängigen Frequenz, der sogenannten Blattfolgefrequenz (Blade Passing Frequency, BPF):

$$BPF = \frac{n_{rpm}}{60} \cdot B \quad (10.10)$$

wobei hier die Drehzahl  $n_{rpm}$  die Einheit  $U/min$  besitzt und  $B$  die Anzahl der Schaufeln des Laufrades bezeichnet. Zusätzlich zur Blattfolgefrequenz, die die Grundfrequenz des Laufrades darstellt, werden auch ganzzahlige Vielfache der Blattfolgefrequenz angeregt. An diesen höher harmonischen Schwingungen nimmt das rotierende Druckmuster neue Formen an, sodass z.B. bei der doppelten Blattfolgefrequenz die Druckstörungen mit der doppelten Drehzahl des Rotors umlaufen. Die rotierenden Schwingungsmuster stellen dabei charakteristische Lösungen der Wellengleichung dar und werden als Moden bezeichnet (siehe dazu Kapitel A.2). Zusammen mit der Grundfrequenz überlagern sich die höher harmonischen Schwingungen dem Breitbandlärm.

### A.1.3 Stator-Rotor-Interaktion (Tyler-Sofrin)

Wird zur vorherigen Betrachtung eines einzelnen Laufrades eine zweite, feststehende Schaufelreihe hinzugenommen, kann eine gegenseitige Beeinflussung der Strömungsfelder beider Schaufelgitter beobachtet werden. Nach Tyler und Sofrin [31] können drei grundlegende Mechanismen zur Schallentstehung durch Stator-Rotor-Interaktionen angegeben werden:

1. Das Durchtrennen der Nachläufe von stromauf liegenden Statorschaufeln durch den drehenden Rotor.

2. Das Auftreffen der Nachläufe, verursacht durch den Rotor, auf die stromab liegenden, feststehenden Statorschaufeln.
3. Beeinflussung des rotierenden Druckfeldes um die Rotorscheaufeln durch Wechselwirkungen mit den Statorschaufeln.

Durch die geringere Geschwindigkeit in den Nachlaufzellen ist das Strömungsfeld in der Zuströmung nicht mehr homogen. Je kürzer der axiale Abstand zwischen zwei Schaufelreihen ist (also zwischen Stator und Rotor), desto stärker kommt diese Inhomogenität zur Geltung. Die Geschwindigkeiten in der Nachlaufzelle (die direkt hinter der Hinterkante am geringsten sind) haben nicht mehr genügend Lauflänge (bzw. -zeit) um sich mit den höheren Geschwindigkeiten in den Nachbarschichten auszugleichen. Aus diesem Grund verschiebt sich der Staupunkt von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profils. Dieser Vorgang induziert eine Druckstörung an der Schaufelvorderkante, die sich periodisch in Umfangsrichtung von Schaufel zu Schaufel ausbreitet. Da bei Turbinen der axiale Abstand zwischen Stator und Rotor meistens geringer ist als bei Verdichter, dominiert daher der tonale Anteil, hervorgerufen durch die eben beschriebenen periodischen Druckschwankungen, gegenüber dem breitbandigen Anteil der gesamten Geräuschemission der Turbine. Ist der axiale Abstand größer, kann die Intensität dieser Frequenzanregung sinken, da eine bessere Ausmischung der Nachlaufströmung möglich ist.

Bei einem einzelnen Laufrad in einer Strömung regen die in Umfangsrichtung rotierenden Druckschwankungen, wie oben beschrieben, Frequenzen an, die von der Drehzahl und der Schaufelzahl des Laufrades abhängig sind. Dabei bilden sich pro Frequenz charakteristische Schwingungsmuster (Moden). In Kombination mit einem Stator können die Druckstörungen nun zusätzliche Moden in Umfangsrichtung annehmen, die nach Tyler und Sofrin aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor berechnet werden können [31].

$$m = hB \pm kV \quad (10.11)$$

Hier stellen  $m$  die Umfangsmode,  $B$  die Schaufelanzahl des Rotors und  $V$  die Schaufelanzahl des Stators dar.  $h$  wird als harmonischer Index bezeichnet und kennzeichnet die höher harmonischen Frequenzen des Rotors ( $h = 1, 2, 3, \dots$ ).  $k$  stellt einen ganzzahligen Index dar ( $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ ). Für das Beispiel des einzelnen Rotors ergibt sich somit für die Grundfrequenz ( $h = 1, 1. \text{ BPF}$ ) eine Umfangsmode, die der Schaufelanzahl des Rotors entspricht ( $k = 0, m = B$ ). Das Druckmuster rotiert dann mit der Drehzahl des Rotors. Allgemein kann die Winkelgeschwindigkeit  $\Omega_m$  der Mode wie folgt mit der Kreisfrequenz des Rotors  $\Omega$  ermittelt werden:

$$\Omega_m = \Omega \cdot \frac{hB}{m} = \Omega \cdot \frac{hB}{hB \pm kV} \quad (10.12)$$

Wird die Umfangsmode negativ, so ist die Drehrichtung des Druckmusters entgegengesetzt zur Rotordrehrichtung (bzw. breitet sich die Mode entgegen der Rotordrehrichtung aus). Die Beziehung aus Gleichung (10.11) kann für mehrere Stator- und Rotorreihen erweitert werden, sodass der Weg der Strömung auch durch eine mehrstufige Turbine akustisch beschrieben werden kann. Dabei wird davon ausgegangen, dass eine Mode  $m^*$ , die durch eine Stator-Rotor Interaktion resultiert, an der nachfolgenden Statorreihe mit  $V_2$  Schaufeln gestreut wird und die

Moden  $m = m^* \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2$  generiert werden. Für eine Rotorinteraktion mit zwei Statoren mit den Schaufelzahlen  $V_1$  und  $V_2$  lautet Gleichung (10.11) (mit  $k_1$  und  $k_2$  als ganze Zahlen):

$$m = hB \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2 \quad (10.13)$$

Die Anzahl der möglichen Interaktionsmoden ist theoretisch unendlich groß. Allerdings wird die Ausbreitung der Moden durch die Geometrie des Strömungskanals und dem Frequenzbereich des Rotors begrenzt. Unter welchen Bedingungen eine Mode ausbreitungsfähig ist, wird in dem Kapitel A.2 ausführlich behandelt.

Anhand eines Beispiels soll nun die Stator-Rotor Interaktion näher betrachtet werden. In Abbildung 10.1 ist eine Konfiguration eines Stators mit  $V = 6$  Statorschaufeln und eines Rotors mit  $B = 8$  Rotorblätter dargestellt. Wählt man willkürlich  $k = \{-3, -2, -1, 1, 2, 3\}$  ergeben sich für die Grundfrequenz ( $h = 1$ ) aus Gleichung (10.11) somit die Moden  $m = 1 \cdot 8 + k \cdot 6 = \{-10, -4, 2, 14, 20, 26\}$ , die aus der Interaktion zwischen Stator und Rotor entstehen. Die Mode  $m = 8$  bei  $k = 0$  stellt die Grundmode des Rotors dar. Hier soll nochmals erwähnt werden, dass noch keine Aussage getroffen wurde, ob diese Moden auch wirklich ausbreitungsfähig sind, d.h. auch wirklich zur Schallemission beitragen. Dafür sind weitere Kenntnisse der Maschine und des Betriebspunktes notwendig. Näheres dazu wird in den nachfolgenden Kapiteln besprochen. Für das Beispiel in Abbildung 10.1 ist  $k = -1$  gewählt, die Umfangsmode ist demnach  $m = 2$ . Der Rotor ist in dieser Abbildung rot dargestellt, der Stator grau bzw. schwarz. Die Interaktion, also jedes Mal, wenn ein Rotorblatt eine Statorschaufel passiert, ist durch eine blaue Markierung auf dem Außenkreis des Stators gekennzeichnet. Die Drehrichtung verläuft im Uhrzeigersinn und wird durch ein markiertes Rotorblatt (durch eine durchbrochene Linie) verdeutlicht. Es wird eine  $1/4$  Umdrehung des Rotors betrachtet, wobei alle  $15^\circ$  eine Momentaufnahme der Position des Rotors dargestellt ist. Verfolgen wir nun das markierte Rotorblatt von der Start- bzw. Endposition oben links nach unten rechts, so passiert dieses alle  $60^\circ$  eine Statorschaufel. Verfolgen wir auf gleicher Weise die markierte Interaktion, so kann der Grafik folgendes entnommen werden: die Interaktion, also die schallverursachende Druckstörung, durchläuft eine ganze Umdrehung, während der Rotor seine Position nur um eine Viertelumdrehung ändert. Das bedeutet, dass bei der Grundfrequenz des Rotors das umlaufende Druckmuster  $m = 2$  mit der vierfachen Geschwindigkeit des Rotors dreht. Dies kann mathematisch mittels Gleichung (2-3) überprüft werden, indem die Winkelgeschwindigkeit der Mode  $m = 2$  ermittelt wird:  $\Omega_{m=2} = \Omega \cdot \frac{1 \cdot 8}{2} = 4\Omega$ . Das Ergebnis  $\Omega_{m=2} = 4\Omega$  stimmt mit der Beobachtung überein, wobei das erhaltene positive Vorzeichen zeigt, dass der Drehsinn der Interaktion (bzw. die Ausbreitungsrichtung der Mode) mit dem des Laufrades übereinstimmt.

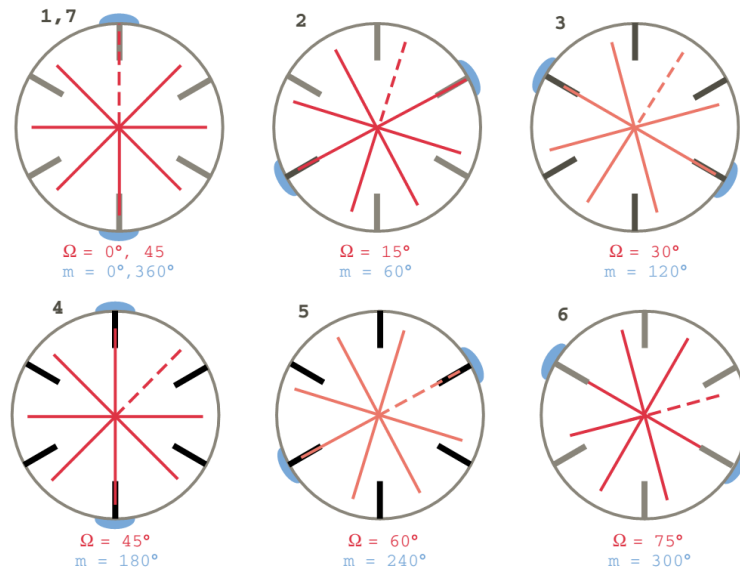


Abbildung 10.1: Schematische Darstellung der Stator-Rotor-Interaktion hier:  $\Omega$  entspricht der Winkelposition des Rotors und  $m$  der Winkelposition der Interaktion [32]

Solch ein Beispiel kann nun für jede ausbreitungsfähige Interaktionsmode angegeben werden. Die Moden untereinander unterscheiden sich dabei sowohl durch ihre Ausbreitungsrichtung und Winkelgeschwindigkeit, als auch durch die unterschiedliche Intensität ihrer Anregung. Da die Bestimmung der Moden von den Schaufelzahlen der gewählten Stator-Rotor(-Stator) Konfiguration abhängt, kann so die Quelle der Schallentstehung in einer Turbine zurückverfolgt werden.

## A.2 Schallausbreitung

Die akustischen Kenngrößen Schalldruck, Schalldichte und Schallschnelle stellen, wie bereits im vorherigen Kapitel erläutert, Schwankungsgrößen dar, die sich im Raum ausbreiten. In Gasen und Flüssigkeiten findet das in Form von Longitudinalschwingungen statt. Um diese Transportvorgänge von kleinen Störungen in einem Medium zu beschreiben, können aus den Erhaltungssätzen und der thermodynamischen Zustandsgleichung jeweils die Wellengleichungen für die drei Kenngrößen abgeleitet werden. Die allgemeine Herleitung der Wellengleichung ist schon mehrmals ausführlich in der Literatur durchgeführt worden (z.B. in [64], [65], [66]), sodass hier die schon gegebene Wellengleichung für den Schalldruck auf die Schallausbreitung in zylindrischen Kanälen mit Kreisquerschnitt angewandt und eine Lösung für diesen Fall vorgestellt wird. Anschließend werden jene Bedingungen aufgezeigt, die notwendig sind, damit eine Ausbreitung der Druckstörungen in einem Strömungskanal überhaupt stattfinden kann.

Die allgemeine Wellengleichung für Gase (auch gültig für Flüssigkeiten) wird aus den Euler-Gleichungen (Kontinuitäts- und Impulsgleichung) und der thermodynamischen Zustandsgleichung idealer Gase erhalten. Dabei werden einige wichtige Vereinfachungen und Annahmen getroffen:

- Es wird zunächst nur ruhendes Fluid betrachtet. Das bedeutet im Gleichungsset (10.1) besteht die Teilchengeschwindigkeit des Fluides nur aus dem akustischen Schwankungsterm.

- Linearisierung der Gleichungen: durch die sehr kleinen akustischen Schwankungsgrößen (Störungsansatz nach Gleichungen (10.1)), die praktisch unabhängig von der Fluidbewegung sind, werden nichtlineare Terme vernachlässigt.
- Reibungsfreie Strömung: durch Verwendung der Euler-Gleichungen werden in der Impulsgleichung die viskosen Terme vernachlässigt.
- Adiabate Zustandsänderungen: Druckänderungen laufen mit sehr hoher Geschwindigkeit ab, sodass kein Energieaustausch mit der Umgebung stattfindet.
- Konstante Entropie: aus der linearisierten Beziehung zwischen Druck und Dichte ( $p' = \frac{\partial p}{\partial \rho} \cdot \rho' = c^2 \cdot \rho'$ ) folgt die Definition der Schallgeschwindigkeit für ideales Gas:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=const} = c^2 \Rightarrow c = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa R_s T} \quad (10.14)$$

Unter Berücksichtigung dieser Punkte können die Wellengleichungen für den Schalldruck, Schalldichte und die Schallschnelle abgeleitet werden. Schalldruck ist eine leicht messbare Größe, die in den meisten Fällen den Schall sehr gut beschreibt. Daher wird in weiterer Folge ausschließlich die Ausbreitung von Druckstörungen in dieser Arbeit betrachtet. Die Wellengleichung für den Schalldruck lautet nach obigen Verfahren demnach

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (10.15)$$

mit dem Laplace-Operator  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$  für kartesische Koordinaten. In dieser Gleichung ist erkennbar, dass sich eine Druckstörung  $p'$  mit einer charakteristischen Geschwindigkeit, nämlich der Schallgeschwindigkeit  $c$ , ausbreitet. Für den einfachen Fall der Ausbreitung einer ebenen Welle hängen die akustischen Größen nur mehr von einer Ortskoordinate ab. Die Bezeichnung „eben“ bezieht sich hier lediglich auf die Form der Wellenfront, nicht auf die Dimension der Wellenausbreitung im Raum. Die Wellengleichung lässt sich dann vereinfacht anschreiben, wenn hier die x-Richtung die Ausbreitungsrichtung darstellt, in der alle durch die Schallwelle verursachten Bewegungen erfolgen:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \quad (10.16)$$

Für diese eindimensionale Form der Wellengleichung lautet die Lösung nach d'Alembert

$$p' = F(ct + x) + G(ct - x) \quad (10.17)$$

Die beiden Funktionen  $F$  und  $G$  sind willkürliche, reelle Funktionen, die jedoch mindestens zweimal ableitbar sein müssen. Dabei beschreibt die Funktion  $F$  die Ausbreitung der Welle in negativer x-Richtung mit der Geschwindigkeit  $c$  und  $G$  die Ausbreitung einer Welle in positiver x-Richtung. Wird eine periodische Ausbreitung der ebenen Welle betrachtet, stellt für eine in positive x-Richtung laufende Welle die Funktion  $G$  eine Cosinus-Funktion dar. Die Lösung für den Schalldruck lautet dann

$$p' = p \cos \omega t - kx + \varphi_0 = \Re\{p e^{i(\omega t - kx + \varphi_0)}\} \quad (10.18)$$

mit der Amplitude  $p$ , der Kreisfrequenz  $\omega$  und der Phasenverschiebung  $\varphi_0$ .  $k$  wird als Wellenzahl bezeichnet und berechnet sich aus dem Quotienten aus Kreisfrequenz und Ausbreitungsgeschwindigkeit, bzw. aus der Wellenlänge  $\lambda$ :

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (10.19)$$

### A.2.1 Zylindrischer Strömungskanal ohne Nabenkörper

In diesem Abschnitt soll nun eine Lösung der Wellengleichung (10.15) für Strömungskanäle mit einem kreisförmigen Querschnitt ohne Innenradius vorgestellt werden. Dazu wird die Darstellung in Zylinderkoordinaten gewählt (siehe Abbildung 10.2), bei welcher der Laplace-Operator die Form  $\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2}$  annimmt. Eingesetzt in Gleichung (10.15), lautet dann die Wellengleichung:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (10.20)$$

Zur Lösung dieser partiellen Differentialgleichung zweiter Ordnung wird ein Produktansatz, der auf einer Separation der Variablen beruht, mit harmonischer Zeitabhängigkeit verwendet.

$$p'(x, r, \theta, t) = F(x) \cdot G(r) \cdot H(\theta) \cdot e^{i\omega t} \quad (10.21)$$

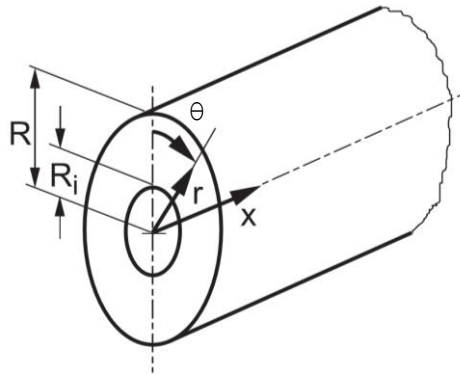


Abbildung 10.2: Zylinderkoordinaten für einen Kanal mit Kreis- bzw. Kreisringquerschnitt [67]

Dieser wird nach durchgeführten Ableitungen in Gleichung (10.20) eingesetzt und ergibt

$$\left( \frac{\omega}{c} \right)^2 + \frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} + \frac{1}{G} \left( \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dG}{dr} \right) \right) + \frac{1}{H} \frac{1}{r^2} \frac{d^2 H}{d\theta^2} = 0 \quad (10.22)$$

Der winkelabhängige Term mit der Funktion  $H(\theta)$  wird auf die rechte Seite gebracht und mit  $r^2$  multipliziert, sodass die Variable  $\theta$  von den anderen beiden Variablen isoliert ist. Um die Gleichung (10.22) für alle Kombinationen von  $x$ ,  $r$  und  $\theta$  zu erfüllen, müssen nun beide Seiten konstant sein. Die Bestimmungsgleichung für die Funktion  $H(\theta)$  lautet daher unter Einführung einer Konstante:

$$\frac{1}{H} \frac{d^2 H}{d\theta^2} = -\gamma^2 \quad (10.23)$$

Auf gleiche Weise kann für die Funktion  $F(x)$  folgende Beziehung angegeben werden:

$$\frac{1}{F} \frac{d^2 F}{dx^2} = -\alpha^2 \quad (10.24)$$

Für die vom Radius abhängige Funktion  $G(r)$  führt solch eine Umformung der Gleichung (10.22) nicht sofort zum erwünschten Ergebnis. Ist dagegen eine Konstante, z.B.  $\gamma$ , schon bekannt, kann die Variable  $\theta$  eliminiert werden und es folgt für  $G(r)$ :

$$\frac{1}{G} \left( \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dG}{dr} \right) \right) - \frac{\gamma^2}{r^2} = -\beta^2 \quad (10.25)$$

Durch Einsetzen der Beziehungen (10.24) und (10.25) in die Wellengleichung (10.22), wird schließlich eine einfache Lösungsvorschrift gefunden:

$$\left( \frac{\omega}{c} \right)^2 = k^2 = \alpha^2 + \beta^2 \quad (10.26)$$

Nach Bestimmung von  $H(\theta)$  kann somit die Konstante  $\gamma$  berechnet werden, mit der wiederum eine Lösung für  $G(r)$  gefunden werden kann. Damit ist sowohl  $\beta$  bestimmt als auch aus der Beziehung (10.26) die Konstante  $\alpha$ . Die allgemeinen Lösungen für die formell ähnlichen Gleichungen (10.23) und (10.24) ergeben sich durch die beiden Ansätze

$$H \theta = C_1 e^{-i\gamma\theta} + C_2 e^{i\gamma\theta} \quad (10.27)$$

$$F x = A_1 e^{-i\alpha x} + A_2 e^{i\alpha x} \quad (10.28)$$

Hier ist bei der Ermittlung der Konstanten  $C_1$ ,  $C_2$  und  $\gamma$  auf die Erfüllung der Randbedingungen an die Funktion  $H \theta$  zu achten. Durch die Kontinuität muss dabei eine periodische Randbedingung  $H \theta = H \theta + 2\pi$  gelten, da die frei definierten Ränder unabhängig von der gewählten Richtung sowohl beim Winkel  $\theta = 0$  als auch beim Winkel  $\theta = 2\pi$  gegeben sind. Für die Konstante  $\gamma$  bedeutet dies, dass sie für die Einhaltung dieser Periodizitätsbedingung eine Serie von ganzzahligen Werten annehmen muss.  $\gamma$  ist damit nicht eindeutig festgelegt, sondern durch  $\gamma = \gamma_m = m = \dots -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, \dots$  frei wählbar. Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  sind durch die periodische Randbedingung nicht festgelegt und können daher ebenfalls unabhängig voneinander willkürlich gesetzt werden.

Die Wahl der Konstante  $\gamma$  beeinflusst nun, wie bereits erwähnt, die Lösung der Radiusfunktion  $G(r)$ . Durch Umformulierung der Gleichung (10.25) erhält man die Form der sogenannten Bessel'schen Differentialgleichung:

$$r^2 \frac{d^2 G}{dr^2} + r \frac{dG}{dr} + r^2 \beta^2 - \gamma^2 G = 0 \quad (10.29)$$

Die Lösung dieser Gleichung setzt sich aus der Bessel-Funktion  $J_m$  und der Neumann-Funktion  $Y_m$  zusammen. Beide Funktionen haben, genauso wie die Differentialgleichung auch, die Ordnungszahl  $m$ , die der ganzzahligen Konstante  $\gamma$  entspricht.

$$G r = B_1 J_m(r\beta) + B_2 Y_m(r\beta) \quad (10.30)$$



Als Randbedingung für die Bestimmung der Bessel- und Neumann-Funktionen gilt am äußeren Radius  $r = R$  die der schallharten Wand. Die Schallschnelle wird dort aufgrund der Wandhaftbedingung zu Null. Für den Druckgradienten in radialer Richtung bedeutet dies  $\frac{dp'}{dr}|_{r=R} = 0$ . An der Stelle  $r = 0$  hingegen ergibt sich nach Gleichung (10.22) eine Singularität, also eine Massenquelle. Da eine Zu- oder Abfuhr von Masse an diesem Ort in der Praxis auszuschließen ist, muss die Singularität bei  $r = 0$  für alle Lösungen von  $G r$  ausgeschlossen werden. Dies wird durch Nullsetzen von  $B_2$  erreicht, sodass Gleichung (10.30) zu  $G r = B_1 J_m r \beta$  wird. Nachdem an der Wand  $\frac{dp'}{dr}|_{r=R} = 0$  und folglich auch  $\frac{dG}{dr}|_{r=R} = 0$  gilt, muss auch die Bessel-Funktion die Gleichung  $\frac{dJ_m}{dr}|_{r=R} = 0$  erfüllen. Das bedeutet, die Bessel-Funktion muss an der Wand ( $r = R$ ) ein Maximum oder ein Minimum aufweisen. Mit Hilfe der Konstante  $\beta$  wird dies durch Skalierung des Abstandes  $r$  erreicht. Durch die unendlich vielen lokalen Extrema der Bessel-Funktionen wird eine zweite Ordnungszahl  $\sigma_{mn}$  eingeführt, die das  $n$ -te lokale Extremum der Bessel-Funktion  $m$ -ter Ordnung beschreibt. Die Konstante  $\beta$  wird demnach durch  $\beta = \frac{\sigma_{mn}}{R} = \beta_{mn}$  festgelegt. Neben der azimutalen Ordnung  $m$  hängt die Lösung von Gleichung (10.30) nun auch von einer radialen Ordnung  $n$  ab.

$$G r = B_1 J_m r \beta_{mn} \quad (10.31)$$

Aus Gleichung (10.26) folgt mit  $\beta_{mn}$  für die Konstante  $\alpha = \sqrt{k^2 - \beta_{mn}^2} = \alpha_{mn}$ . Werden schließlich mit Berücksichtigung der beiden Ordnungen  $m$  und  $n$  die Gleichungen (10.27), (10.28) und (10.31) zusammengefasst und in die Ausgangsgleichung (10.21) eingesetzt, ergibt sich die Lösung für den Schalldruck:

$$p' x, r, \theta, t = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} C_{mn1} e^{-im\theta} + C_{mn2} e^{im\theta} \cdot B_{mn1} J_m r \beta_{mn} \cdot \dots \quad (10.32)$$

$$\dots A_{mn1} e^{-i\alpha_{mn}x} + A_{mn2} e^{i\alpha_{mn}x} \cdot e^{i\omega t}$$

Diese Art der Lösung wird aus der Summe unendlicher vieler Teillösungen erhalten, deren Formen durch die Ordnungszahlen bestimmt werden. Die Ordnungszahlen werden daher als Moden bezeichnet, wobei jedes Modenpaar  $(m, n)$  eine andere, charakteristische Druckverteilung hervorruft. Wie in Abbildung 10.3 zu erkennen, steht  $m$  für die Anzahl der Knotenlinien in Umfangsrichtung und  $n$  für die Anzahl der Knotenringe in radialer Richtung. Sie werden deshalb auch Azimutalmoden und Radialmoden genannt. Bei der nicht dargestellten Grundmode  $m, n = (0, 0)$  ist der Schalldruck im gesamten Querschnitt konstant. Durch die entsprechende Bessel-Funktion  $J_m$  ergibt sich der radiale Verlauf von  $0 \leq r \leq R$  mit der Amplitude  $B_1$ .

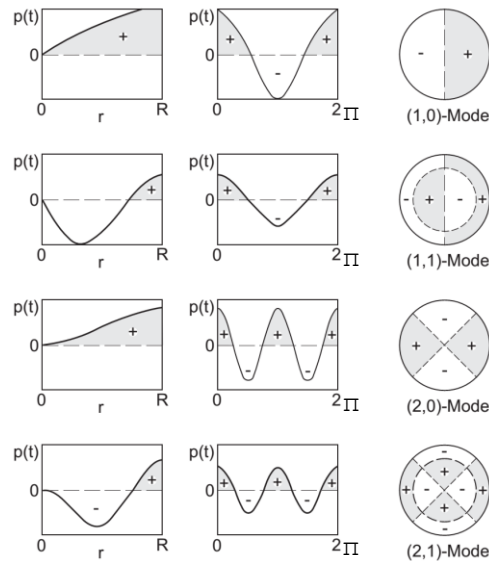


Abbildung 10.3: Verläufe und Verteilung des Schalldrucks in einem zylindrischen Kanal [67]

Wird die Auswirkung in axialer Richtung des zylindrischen Kanals betrachtet, so bestimmen die Konstanten  $A_1$  und  $A_2$  die Schallausbreitung in positiver bzw. negativer  $x$ -Richtung (vgl. Gleichung (10.18)).  $C_1$  und  $C_2$  wiederum beeinflussen Amplitude und Phase der Ausbreitung in Umfangsrichtung. Wird beispielsweise die Konstante  $C_2$  Null gesetzt und  $C_1 = 1$ , so wird die Druckverteilung in positiver  $\theta$ -Richtung in Drehung versetzt. Abhängig von der Umfangsmode  $m$  ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit, sodass bei konstanter Phase ein spiralförmiges Druckfeld (siehe Abbildung 10.4) entsteht. Bei Gleichsetzen der beiden Konstanten (gilt auch für  $A_1$  und  $A_2$ ) bilden sich stehende Wellen. Eine Drehung findet dann nicht statt.

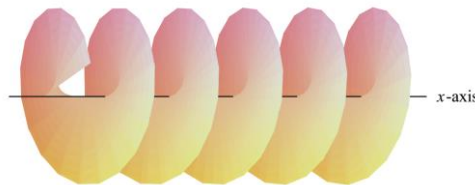


Abbildung 10.4: Spiralförmiges Druckfeld bei konstanter Phase [66]

## A.2.2 Zylindrischer Strömungskanal mit Nabenkörper und überlagerter Strömung

Bisher wurde die Ausbreitung von Schall in einem ruhendem Fluid betrachtet. In einer Strömungsmaschine wird das Fluid jedoch durch Umlenkung an den Schaufeln von Leit- und Laufeinrichtungen in Bewegung versetzt, die vereinfacht durch eine mittlere Geschwindigkeit in axialer Richtung beschrieben werden kann. Der Strömungskanal hat dabei einen kreisringförmigen Querschnitt. Diese beiden Fälle sollen nun auf die zuvor vorgestellte Theorie angewandt werden.

Zunächst wird die Wellengleichung (10.15) mit einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit  $U$  ohne Drall überlagert. Dazu kann die partielle Ableitung des Schalldrucks nach der Zeit durch die substantielle Ableitung  $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \nabla U$  ersetzt werden.

$$\frac{1}{c^2} \frac{D^2 p'}{Dt^2} - \Delta p' = 0 \quad (10.33)$$

In Zylinderkoordinaten und unter Berücksichtigung einer Strömungsgeschwindigkeit nur in axialer Richtung,  $U = (U, 0, 0)$  und  $\nabla U = U \frac{\partial}{\partial x}$ , lautet dann die Wellengleichung

$$\frac{1}{c^2} \left[ \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p'}{\partial t \partial x} + U^2 \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (10.34)$$

Nach Einführung der axialen Machzahl  $M_x = \frac{U}{c}$  kann auch geschrieben werden:

$$\frac{1}{c^2} \left[ \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + 2U \frac{\partial^2 p'}{\partial t \partial x} \right] - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial p'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} - (1 - M_x^2) \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad (10.35)$$

Diese Gleichung kann nach demselben Verfahren, wie auch schon die Wellengleichung im ruhendem Fluid im vorangegangenen Kapitel A.2.1, durch einen Separationsansatz gelöst werden. Es kann auch nahezu dieselbe Lösung angegeben werden, einzig in der Beziehung (10.26) wird der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit erkennbar.

$$\beta^2 = k^2 \left( 1 - U \frac{\alpha}{\omega} \right)^2 - \alpha^2 \quad (10.36)$$

Demnach wirkt sich die überlagerte Strömung sowohl auf die axiale Ausbreitung (durch  $\alpha$  beschrieben) als auch auf die radiale Schallausbreitung, die durch die Bessel- und Neumann-Funktionen (abhängig von  $\beta$ ) bestimmt wird, aus. Die Bessel'sche Differentialgleichung soll nun für den Fall eines kreiszylindrischen Kanals mit Nabenkörper gelöst werden (siehe Abbildung 10.2). Da hier an jeder Stelle im Kanal  $r > 0$  gilt, gibt es keine Singularität wie im Fall ohne Nabenkörper, sodass auch die Neumann-Funktion in der Randbedingung berücksichtigt werden muss (Gleichung (10.30):  $G r = B_1 J_m r \beta + B_2 Y_m(r \beta)$ ). Aus der Randbedingungen der schallharten Wand an den Stellen  $r = R_i$  und  $r = R_a$

$$v_r|_{r=R_i} = \frac{dp'}{dr} \Big|_{r=R_i} = 0 \quad \text{und} \quad v_r|_{r=R_a} = \frac{dp'}{dr} \Big|_{r=R_a} = 0 \quad (10.37)$$

folgt daher für die Gleichung (10.30) zunächst:

$$\frac{dG}{dr} \Big|_{r=R_i} = \beta \left( B_1 \frac{dJ_m r \beta}{dr} \Big|_{r=R_i} + B_2 \frac{dY_m r \beta}{dr} \Big|_{r=R_i} \right) = 0 \quad (10.38)$$

Wobei hier die Lösung durch  $\beta = 0$  für den Fall der Singularität gilt. Die Konstante  $B_2$  kann durch Nullsetzen des Klammerausdrucks ermittelt und wieder in die Ausgangsgleichung eingesetzt werden. Die Anwendung der Randbedingung bei  $r = R_a$  liefert dann

$$\frac{dG}{dr} \Big|_{r=R_a} = \beta B_1 \left( \frac{dJ_m r \beta}{dr} \Big|_{r=R_a} - \frac{dJ_m r \beta / dr}{dY_m r \beta / dr} \Big|_{r=R_i} \cdot \frac{dY_m r \beta}{dr} \Big|_{r=R_a} \right) = 0 \quad (10.39)$$

Nullsetzen des Klammerausdrucks ergibt:

$$J'_m R_a \beta \cdot Y'_m R_i \beta - J'_m R_i \beta \cdot Y'_m(R_a \beta) = 0 \quad (10.40)$$

Stellt  $\eta = R_i/R_a$  das Nabenverhältnis dar, lautet (10.40) nun mit dem Außenradius  $R_a = R$ :

$$J'_m(R\beta) \cdot Y'_m(\eta\beta) - J'_m(\eta\beta) \cdot Y'_m(R\beta) = 0 \quad (10.41)$$

Diese Gleichung kann durch die sogenannten Besselkoeffizienten  $\sigma_{mn} = R\beta_{mn}$  numerisch gelöst werden. Für jede Umfangsmode  $m$  ergibt sich eine unendliche diskrete Folge von Lösungen  $\sigma_{mn}$ , die charakteristisch für die ausgewählte Kreisringgeometrie sind. Das bedeutet, bei vorhandener Geometrie können die Konstanten  $\beta_{mn}$  aus den Eigenwerten  $\sigma_{mn}$  ermittelt werden, wodurch aus Gleichung (10.36) eine Bestimmungsgleichung für  $\alpha$  erhalten wird.

$$\left(\frac{\sigma_{mn}}{R}\right)^2 = k^2 \left(1 - U \frac{\alpha}{\omega}\right)^2 - \alpha^2 = k^2 - 2kM_x\alpha + M_x^2 - 1 \alpha^2 \quad (10.42)$$

bzw. nach  $\alpha$  aufgelöst:

$$\alpha^2 + \frac{2kM_x}{1 - M_x^2}\alpha - \frac{1}{1 - M_x^2} \left(k^2 - \left(\frac{\sigma_{mn}}{R}\right)^2\right) = 0 \quad (10.43)$$

Wird diese quadratische Gleichung für eine axiale Machzahl  $M_x \neq 1$  gelöst, erhält man die axiale Wellenzahl der Moden  $m$  und  $n$  für positive bzw. negative Ausbreitungsrichtung in  $x$ :

$$\alpha_{mn}^{\pm} = k_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - M_x^2} \left[ -M_x \pm \sqrt{1 - 1 - M_x^2 \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR}\right)^2} \right] \quad (10.44)$$

### A.2.3 Die Cut-Off Bedingung

Die axiale Wellenzahl hat bei der Schallausbreitung in Strömungskanälen eine entscheidende Bedeutung. Sie legt fest, ob eine reguläre Wellenausbreitung in axialer, sowie in radialer Richtung überhaupt stattfinden kann. Nur wenn die Wellenzahl abhängig von den Modenordnungen  $m$  und  $n$  einen reellen Wert darstellt, ist eine Ausbreitung dieser auch möglich. Bei Betrachtung der Gleichungen (10.26) und (10.44) wird dies deutlich: Im Fall des ruhenden Fluides (Gleichungen (10.26)) muss der Term unter der Wurzel bei der Berechnung von  $\alpha$  positiv sein, damit  $\alpha$  eine reelle Zahl wird. Daher muss die Bedingung

$$\frac{\omega}{c} = k > \beta_{mn} = \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (10.45)$$

gelten. Wird diese nicht erfüllt, ist  $\alpha$  imaginär und die Störung klingt je nach Vorzeichen der imaginären Lösung entweder ab oder wächst an. Höhere Umfangsmode  $m$  sind bei konstanter Radialmode  $n$  folglich nicht mehr ausbreitungsfähig und umgekehrt können sich höhere Radialmoden  $n$  bei konstanter Umfangsmode  $m$  nicht ausbreiten (eine hohe Modenordnung bewirkt ein hohes  $\beta_{mn}$ ). Diese Moden werden dann als „cut-off“ bezeichnet. Die Cut-Off-Frequenz  $f_{cut, M_x=0} = \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R}$  legt dabei jene Frequenz fest, unter der keine Ausbreitung mehr stattfindet. Eine geometrische Interpretation dieser Bedingung ist ebenfalls möglich: Bei  $m = 1$  wird ein Knotenpunkt an der Wand erhalten, der bei Rotation des Druckfeldes um  $360^\circ$  gerade mit der Geschwindigkeit  $\omega R$  umläuft („spinning mode“). Der Punkt legt dabei genau eine Strecke von  $2\pi R$  in einer Periode zurück. Nach der umgeformten Bedingung  $\omega_{mn} R > c\sigma_{mn}$

muss der Punkt also eine Mindestgeschwindigkeit aufweisen, damit sich eine umlaufende Mode ausbreiten kann.

Wird die Schallausbreitung bei überlagerter Strömung betrachtet, folgt aus Gleichung (10.44), dass auch hier der Ausdruck unter der Wurzel positiv sein muss, damit die axiale Wellenzahl reell und eine Ausbreitung in axialer und radialer Richtung möglich ist. Die Bedingung lautet hier:

$$\frac{\omega}{c} = k > \sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{\sigma_{mn}}{R} \quad (10.46)$$

Diese Beziehung kann auch auf ruhendes Fluid angewandt werden: Die Geschwindigkeit, und demnach auch die Machzahl, wird dabei gleich Null und man erhält dasselbe Ergebnis wie in Gleichung (10.45). Für die Schallausbreitung bedeutet das, dass durch die überlagerte Strömung mehr Moden ausbreitungsfähig sind, als ohne Strömung. Die Cut-Off-Frequenz nimmt daher im Vergleich um den Faktor  $\sqrt{1 - M_x^2}$  ab.

$$f_{cut} = \sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} \quad (10.47)$$

Nur oberhalb dieser Grenzfrequenz ist Schallausbreitung möglich. Zur Bestimmung der axialen Ausbreitungsrichtung muss wieder die gesamte Gleichung (10.44) betrachtet werden. Bei Erfüllung der Cut-On-Bedingung (10.46) mit Unterschallströmung  $M_x < 1$  breiten sich demnach beide Lösungen aus (sowohl  $\alpha_{mn}^-$  als auch  $\alpha_{mn}^+$  sind reell). Die jeweilige Ausbreitungsrichtung (also die Vorzeichen der axialen Wellenzahlen  $\alpha_{mn}^+$  und  $\alpha_{mn}^-$ ) ist dabei von der untersuchten Frequenz  $f$  bzw. der Wellenzahl  $k$  abhängig. Hier kann ein interessanter Bereich angegeben werden, wo sich beide reelle Lösungen entgegen der Strömungsrichtung ausbreiten (sowohl  $\alpha_{mn}^-$  als auch  $\alpha_{mn}^+$  sind negativ). Mit der Cut-Off Bedingung ohne Strömung  $f_{cut, M_x=0}$  kann dieser Bereich zu  $\sqrt{1 - M_x^2} \cdot \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} = f_{cut} < f < f_{cut, M_x=0} = \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R}$  angegeben werden. Liegt die betrachtete Frequenz  $f$  innerhalb dieser Grenzen, breiten sich somit die Moden  $m$  nur entgegen der Strömungsrichtung aus. Dieses Phänomen gibt es allerdings nur für den Fall mit Strömung ( $0 < M_x < 1$ ). Bei Überschallströmung  $M_x > 1$  kann der Ausdruck in der Wurzel in Gleichung (10.44) nicht mehr negativ werden. Alle Lösungen für  $\alpha_{mn}^\pm$  sind daher reell, was bedeutet, dass alle Moden unabhängig von der Frequenz ausbreitungsfähig sind. Bei Berücksichtigung der Gruppengeschwindigkeit ist diese Ausbreitung nur in Strömungsrichtung möglich (siehe dazu [66]). Eine Cut-Off-Bedingung bei Überschall existiert also nicht.

### A.3 Adaptive Neuabtastung

Während der messtechnischen Erfassung des Schalldrucks unterliegen beide Rotorwellen geringen Drehzahlschwankungen, die sich in der späteren Auswertung negativ auswirken können. Obwohl die Schwankungen bei den vorliegenden Messungen unter  $\pm 1$  Prozent der jeweiligen Rotordrehzahlen liegen, müssen diese berücksichtigt und kompensiert werden. Dazu generiert ein Wellen-Encoder System pro Umdrehung ein Rechtecksignal, das den Anfang und das Ende einer Umdrehung der Rotorwelle festlegt (siehe [68], [69]). In der betrachteten Versuchsanlage existiert sowohl für die Hochdruck- als auch für die Niederdruckwelle solch ein System; ergo werden zwei voneinander unabhängige Triggersignale (HP-Trigger und LP-

Trigger) generiert. Diese Triggersignale werden zusammen mit den Messdaten aufgezeichnet und für die adaptive Neuabtastung (Adaptive Resampling) im Post-Processing verwendet. In diesem Verfahren wird jede Rotorumdrehung in eine konstante Anzahl von Abtastpunkten (Samples) unterteilt, sodass die Drehzahlschwankungen während der Messzeit ausgeglichen werden. Das aufgenommene Zeitsignal wird so mit einer korrigierten Abtastfrequenz neu abgetastet, die durch die Anzahl der Neuabtastungen  $nn$  festgelegt wird. Eine Vorschrift für die Wahl von  $nn$  ist in Gleichung (10.48) angegeben:

$$nn = 2^k < \frac{f_s \cdot t}{n_{period}} = na \quad (10.48)$$

Dabei ist zu beachten, dass die Anzahl der Neuabtastungen  $nn$  kleiner ist als die von der Messung aufgezeichnete Anzahl der Abtastungen  $na$ , welche sich aus der Abtastfrequenz  $f_s$  des Messsystems in  $Hz$ , der Messzeit  $t$  in  $s$ , und der Anzahl der Umdrehungen  $n_{period}$  während der Messzeit  $t$  zusammensetzt. Dadurch wird eine konstante Anzahl an Neuabtastungen pro Umdrehung ohne Überabtastung (Oversampling) gewährleistet. Die Anzahl der Umdrehungen  $n_{period}$  während der Messzeit  $t$  wird wie folgt mit der Drehzahl  $n_{rpm}$  des betrachteten Rotors (Hochdruck- oder Niederdruckrotor) in Umdrehungen pro Minute berechnet:

$$n_{period} = \frac{n_{rpm}}{60} \cdot t \quad (10.49)$$

In Gleichung (10.48) wird  $nn$  aus einer  $k$ -ten Potenz zur Basis zwei bestimmt. Dieser Ansatz ist für die Erfüllung der Ungleichung mathematisch zwar nicht notwendig, beschleunigt allerdings das Rechenverfahren der anschließenden Fast-Fourier Transformation in Matlab [70].

Drehzahlschwankungen bewirken Abweichungen von der theoretischen, mit der Solldrehzahl bestimmten Blattfolgefrequenz (BPF), sodass bei einer niedrigeren Drehzahl ein Ton mit tieferer Frequenz und bei einer höheren Drehzahl ein Ton mit höherer Frequenz als der BPF angeregt wird. Um diese Abweichungen zu kompensieren wird die adaptive Neuabtastung angewandt. Wie oben beschrieben, wird das aufgenommene Zeitsignal auf die Rotordrehzahl  $n_{rpm}$  bezogen. Im Frequenzbereich bedeutet dies ein Zusammenschieben der abweichenden Blattfolgefrequenzen zu einer gemeinsamen BPF, entsprechend der bezogenen Drehzahl. Nach einer FFT-Analyse sind im Frequenzspektrum jene Frequenzen mit hohen Amplituden deutlich erkennbar, welche mit der Rotordrehzahl korrelieren (also die Grundfrequenz bzw. Blattfolgefrequenz und ihre Harmonischen). Amplituden von Frequenzen, die in keiner Relation zur Rotordrehzahl stehen, werden abgeschwächt. Es ergibt sich somit eine Erhöhung des Signal-Rausch-Abstandes (signal-to-noise-ratio, SNR), was zu einer besseren Beurteilung des gesamten Frequenzspektrums beiträgt (siehe dazu Abbildung 10.5 und Abbildung 10.6).

## A.4 Phasenmittelung

Nach Anwendung der adaptiven Neuabtastung auf das gemessene Zeitsignal wird eine Phasenmittelung (Phase Averaging) durchgeführt. Diese ist notwendig, um die Einflüsse auf die Strömung und Akustik zweier Rotoren, deren Drehzahlen nicht korrelieren, getrennt

voneinander analysieren zu können. In der betrachteten Versuchsanlage ist gerade dies mit einem Hochdruckrotor und einem gegenläufigem Niederdruckrotor der Fall (siehe Kapitel 3).

Wie schon bei der adaptiven Neuabtastung wird mit Hilfe eines Triggersignals, das den Anfang und das Ende jeder Rotorumdrehung darstellt, die Strömung auf einen der beiden Rotoren aufgelöst. Unter der Berücksichtigung der Phasenlage der Rotorwelle, kann eine Größe im Strömungsfeld nach der Methode des „Triple Decomposition Procedure“ aufgespalten werden [71].

$$p t = p + \langle p(t) \rangle + p'(t) \quad (10.50)$$

Dabei ist  $p t$  die zeitabhängige Strömungsgröße,  $p$  der zeitliche Mittelwert,  $\langle p(t) \rangle$  der rein periodische Anteil der Größe und  $p'(t)$  der Anteil stochastischer Fluktuationen, die zum größten Teil aus turbulenten Schwankungen im Strömungskanal resultieren. Gleichung (10.50) gilt für den Fall, dass die Strömung durch eine periodische Schwankung, von einer einzelnen Störquelle hervorgerufen, charakterisiert werden kann. Diese einzelne Störquelle stellt nun einer der beiden Rotoren dar, die Effekte des anderen Rotors werden dabei unterdrückt. Werden die Einflüsse beider Rotoren berücksichtigt, wird Gleichung (10.50) wie folgt geschrieben [72]:

$$p t = p + \langle p t \rangle_{HP} + \langle p t \rangle_{LP} + \langle p t \rangle_{HP,LP} + p'(t) \quad (10.51)$$

Die rein periodischen Anteile des Hochdruckrotors ( $\langle p t \rangle_{HP}$ ) und des Niederdruckrotors ( $\langle p t \rangle_{LP}$ ) haben jedoch unterschiedliche Periodendauern und damit Frequenzen. Der Term  $\langle p t \rangle_{HP,LP}$  beinhaltet jene periodischen Anteile, die durch die Interaktionen zwischen Hoch- und Niederdruckrotor gebildet werden. Diese Interaktionen sind im Frequenzspektrum an Frequenzen, die sich durch Linearkombinationen der Blattfolgefrequenzen beider Rotoren berechnen lassen ( $i \cdot BPF_{LP} + k \cdot BPF_{HP}$  mit  $i, k \in \mathbb{Z}^*$ ), durch höhere Amplituden zu erkennen.

Durch Mittelung im Zeitbereich aller neuabgetasteten Einzelmesswerte (Samples) bei derselben Phase über eine ausreichend große Anzahl an Perioden eines betrachteten Rotors werden nun die phasengemittelten Werte erhalten. Die periodischen Anteile des nicht-betrachteten Rotors und die der Rotor-Rotor-Interaktionen werden ebenso durch die Mittelung unterdrückt, wie die Fluktuationen aufgrund turbulenter Strömung. Wird z.B. der Niederdruckrotor betrachtet, ergibt sich aus Gleichung (10.51) die phasengemittelte Strömungsgröße  $p t_{LP}$ .

$$p t_{LP} = p + \langle p t \rangle_{LP} \quad (10.52)$$

Die Fluktuationen, die durch den Hochdruckrotor hervorgerufen werden, verschwinden in diesem Beispiel, sodass im Frequenzspektrum hauptsächlich jene Frequenzen durch hohe Amplituden deutlich zu erkennen sind, welche auf den Niederdruckrotor zurückzuführen sind. Je nach Wahl des Triggersignals (HP-Trigger oder LP-Trigger) wird somit nach adaptiver Neuabtastung, Phasenmittelung und Fast-Fourier Transformation ein Frequenzspektrum erhalten, das nur die Einflüsse eines Rotors (Hochdruck- oder Niederdruckrotor) auf die Strömung und Akustik wiedergibt. In Abbildung 10.5 ist dazu als Beispiel die Frequenzanalyse eines Rohsignals von einem Mikrofon (Mikrofon 24) an einer Messposition beim Betriebspunkt Sideline dargestellt. Nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung wird abhängig vom gewählten Trigger das Frequenzspektrum für den Hochdruckrotor (HP-Trigger, Abbildung 10.6

links) und für den Niederdruckrotor (LP-Trigger, Abbildung 10.6 rechts) erhalten. Im Vergleich zur FFT des Rohsignals wurde dadurch der Signal-Rausch-Abstand deutlich vergrößert. Während in der linken Abbildung die Amplituden bei der Blattfolgefrequenz (BPF) und ihre Harmonischen (2. BPF) des Hochdruckrotors dominieren, sind in der rechten Abbildung, neben kleinerer Anteile des Hochdruckrotors, hauptsächlich die dominanten Amplituden an der Grundfrequenz (BPF) und ihrer Harmonischen (2. BPF, 3. BPF) des Niederdruckrotors zu sehen. Dabei werden die Schalldrücke in Abbildung 10.6 zusätzlich über alle Messpositionen in Umfangsrichtung, als auch in axialer Richtung (über die Mikrofone) gemittelt.

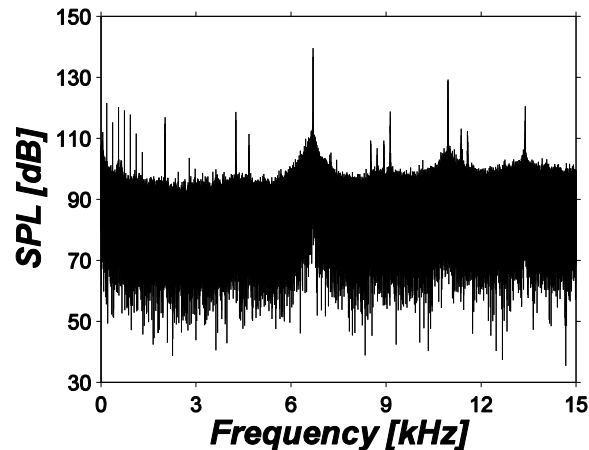


Abbildung 10.5: Fast Fourier Transformation des Rohsignals, Betriebspunkt Sideline, Setup C1

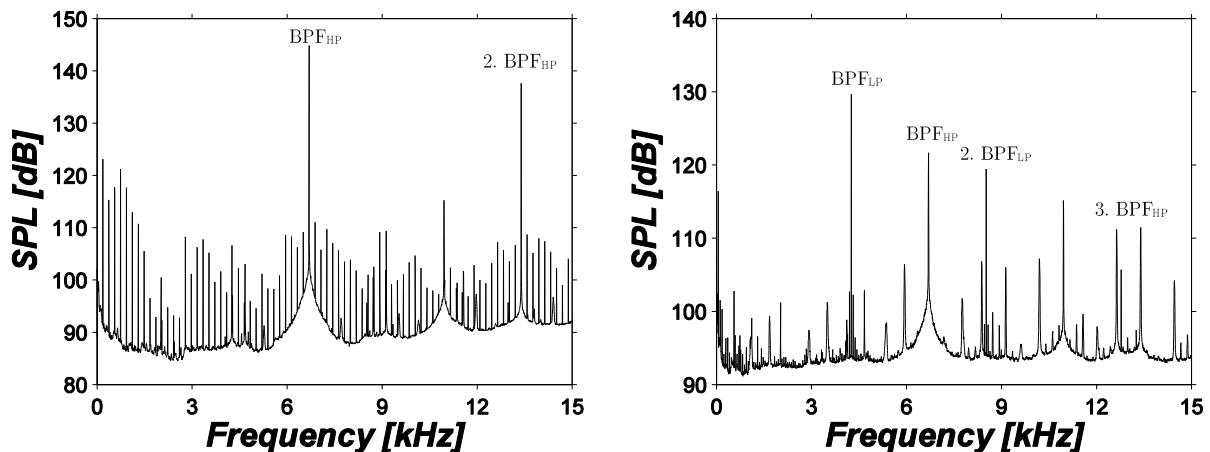


Abbildung 10.6: FFT nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung mit HP-Trigger (links) und LP-Trigger (rechts), Betriebspunkt Sideline, Setup C1

## A.5 Modenanalyse

In den vorherigen Kapiteln A.1 und A.2 wird erklärt, wie Schall in einer Strömungsmaschine entsteht, unter welchen Bedingungen er sich ausbreitet und wie er durch mathematische Formulierungen beschrieben werden kann. Die Theorie wird nun umgekehrt dazu verwendet, um aus dem gemessenen Schalldruck Informationen zu bekommen, aus welchen Vorgängen und Interaktionen in der Maschine der Schall hervorgerufen wird. Wie in Kapitel A.2 erläutert, ist das Lösen der Wellengleichung (10.15) bzw. (10.33) erforderlich, um eine



Bestimmungsgleichung für den Schalldruck zu erhalten. Neben der vorgestellten Lösung gibt Munjal [73] unter der Berücksichtigung der Beziehungen in Kapitel A.2.2 die Lösung der Wellengleichung für zylindrische Kanäle mit Kreisringquerschnitt wie folgt an:

$$p' x, r, \theta, t = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) e^{im\theta} e^{-i\omega t} \quad (10.53)$$

Diese komplexe Fourierreihe beschreibt den orts- und zeitabhängigen Schalldruck  $p'$  im Strömungskanal bei einer Kreisfrequenz  $\omega$  durch Überlagerung von Eigenlösungen, die als Moden bezeichnet werden. Jedes Modenpaar  $(m, n)$ , bestehend aus Umfangs- bzw. Azimutalmode  $m$  und Radialmode  $n$ , stellt eine charakteristische Druckverteilung im Querschnitt dar (siehe Abbildung 10.3).  $A_{mn}^+$  und  $A_{mn}^-$  kennzeichnen die komplexen Amplituden für eine Schallausbreitung in („+“) bzw. entgegen („-“) der Strömungsrichtung. Die entsprechenden axialen Wellenzahlen bilden  $k_{mn}^+$  und  $k_{mn}^-$ . Der Formfaktor  $f_{mn}(\sigma_{mn} \frac{r}{R})$  berücksichtigt die radiale Kanalgeometrie und stellt für die Randbedingung der schallharten Wand die Lösung der Bessel'schen Differentialgleichung dar (siehe dazu auch Kapitel A.2.2). Er wird bestimmt durch:

$$f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) = \frac{1}{\sqrt{F_{mn}}} \left( J_m \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) + Q_{mn} Y_m \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \right) \quad (10.54)$$

Hier sind  $J_m$  die Bessel-Funktion und  $Y_m$  die Neumann-Funktion jeweils  $m$ -ter Ordnung, die beide durch die Eigenwerte  $\sigma_{mn}$  und das Radienverhältnis  $\eta = r/R$ , wobei  $R$  für den Außenradius steht, festgelegt werden.  $Q_{mn}$  berechnet sich aus  $Q_{mn} = -J'_m \sigma_{mn} \eta / Y'_m \sigma_{mn} \eta$  und ist für den kreisrunden Querschnitt ohne Nabenkörper gleich Null. Die Konstante  $F_{mn}$  stellt einen Normalisierungsfaktor dar, der das vorhandene orthogonale System in ein orthonormales Eigensystem umwandelt ([32], [71]).

$$F_{mn} = \begin{cases} \frac{1}{2} [1 - \eta^2], & m = n = 0 \\ \frac{1}{2} \left[ \left( 1 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) f_{mn}^2 R - \left( \eta^2 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) f_{mn}^2 \eta R \right], & \text{sonst} \end{cases} \quad (10.55)$$

mit

$$f_{mn} r = J_m \sigma_{mn} \eta + Q_{mn} Y_m \sigma_{mn} \eta \quad (10.56)$$

Wie im Kapitel A.2.2 schon angeführt, führt eine der Schallausbreitung überlagerte Strömung zu folgender Form der axialen Wellenzahlen  $k_{mn}^{\pm}$ :

$$k_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - M_x^2} \left[ -M_x \pm \sqrt{1 - 1 - M_x^2 \left( \frac{\sigma_{mn}}{kR} \right)^2} \right] \quad (10.57)$$

Die überlagerte Strömung wurde zunächst als drallfrei angenommen, was in der vorhandenen Versuchsanlage bei realen Strömungsbedingungen jedoch nicht der Fall ist. Daher muss der Einfluss des Dralls auf die Wellenausbreitung mitberücksichtigt werden. Die reale Strömung wird durch Sekundäreffekte und Wechselwirkungen mit der Grenzschicht stark beeinflusst,

sodass ein Drallmodell, welches die reale Strömung entsprechend abbildet, sehr komplex und damit schwierig zu formulieren ist. Es werden daher vorwiegend relativ einfache Modelle verwendet, die eine drallbehaftete Strömung näherungsweise beschreiben. Das hier angewandte Modell des Festkörperdralls („Rigid-Body-Swirl“) vermindert die Kreisfrequenz  $\omega$  um den Faktor  $m\Omega$  gegenüber drallfreier Strömung, wobei  $\Omega \ll \omega$  gilt ([74], [75]). Die Wellenzahl wird dann zu

$$k = \frac{\omega}{c} - \frac{m\Omega}{c} \quad (10.58)$$

Die mittlere Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  des Dralls wird dabei aus der Messung der Strömung mit z.B. einer Fünflochsonde an einer bestimmten radialen Position des Kanals ermittelt. Abhängig von der Umfangsmode  $m$  und der Stärke und Drehrichtung des Dralls bewirkt die Berücksichtigung des Dralls nun eine Verschiebung der axialen Wellenzahlen  $k_{mn}^{\pm}$ . Die Azimutalmodenverteilung wird dadurch asymmetrisch bezüglich der Ausbreitungsrichtung. Genauso wird die Cut-Off-Frequenz zu höheren oder niedrigeren Werten verschoben:

$$f_{cut} = \sqrt{1 - M_x^2} \frac{c\sigma_{mn}}{2\pi R} + \frac{m\Omega}{2\pi} \quad (10.59)$$

Die Cut-On-Bedingung, bei der eine Modenausbreitung möglich ist, lautet demnach, durch die dimensionslose Frequenz (Helmholtz-Zahl) ausgedrückt,

$$kR \geq \sqrt{1 - M_x^2} \sigma_{mn} + \frac{m\Omega R}{c} \quad (10.60)$$

Jene Moden, die nach dieser Bedingung „cut-on“ sind, können mit den berechneten Interaktionsmoden nach Tyler-Sofrin (Kapitel A.1.3) verglichen werden und sollten im Modenspektrum, das in den nächsten beiden Unterkapitel bestimmt wird, vorrangig zu erkennen sein.

### A.5.1 Azimutalmodenanalyse (AMA)

Wird die Lösung (10.53) der Wellengleichung betrachtet, so können nun die gesuchten komplexen Amplituden  $A_{mn}^+$  bzw.  $A_{mn}^-$  mit Hilfe des gemessenen Schalldrucks und der vorgestellten Beziehungen für die restlichen Konstanten und Faktoren berechnet werden. Dies erfolgt durch die sogenannte Azimutalmodenanalyse und der anschließenden Radialmodenanalyse an einer beliebigen Frequenz, wobei hauptsächlich die Blattfolgefrequenz oder eine ihrer Harmonischen interessieren. Für jede Umfangsmode  $m$  setzt sich die komplexe Azimutalamplitude  $A_m$  bei einer definierten Frequenz  $f$  wie folgt zusammen:

$$A_m(x, r, f) = \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn,f}^+ e^{ik_{mn}^+ x} + A_{mn,f}^- e^{ik_{mn}^- x}) f_{mn} \left( \sigma_{mn} \frac{r}{R} \right) \quad (10.61)$$

Eingesetzt in die Gleichung (10.53) verkürzt sich diese zu

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_m(x, r, f) e^{im\theta} e^{-i\omega t} \quad (10.62)$$

Das über eine bestimmte Messzeit aufgenommene Zeitsignal des Schalldrucks wird nun über eine diskrete Fourier-Transformation in den Frequenzbereich übertragen. Nach adaptiver Neuabtastung und Phasenmittelung (Kapitel A.3 und A.4) wird ein entsprechendes Frequenzspektrum erhalten (siehe z.B. Abbildung 10.6). Daraus kann der komplexe Schalldruck an einer Frequenz (z.B. an der 1. BPF) für die Bestimmung der Azimutalamplituden entnommen werden. Für eine definierte Position sowohl in Axial- als auch in Radialrichtung (die letztendlich der Mikrofonposition entspricht) folgt damit nach [76]:

$$A_m(x_0, r_0, f) = \frac{1}{N_\theta} \sum_{k=1}^{N_\theta} p(x_0, r_0, \theta_k, f) e^{-im\theta_k} \quad (10.63)$$

wobei  $N_\theta$  die diskreten (Mess-)Positionen des Schalldrucks in Umfangsrichtung darstellen. Alternativ können die Azimutalamplituden auch über ein Verfahren mit Kreuzkorrelation ermittelt werden, wo ein Referenzsignal (z.B. eines Referenzmikrofons) als Bezug bei der Berechnung von  $A_m$  herangezogen wird. Nach [76] lautet das Kreuzkorrelationsverfahren mit dem Referenzsignal  $p_0$  und dem konjugiert komplexen Pendant  $p_0^*$ :

$$A_m(x_0, r_0, f) = \frac{1}{N_\theta} \sum_{k=1}^{N_\theta} \frac{p(x_0, r_0, \theta_k, f) \cdot p_0^*}{\sqrt{p_0 \cdot p_0^*}} e^{-im\theta_k} \quad (10.64)$$

Damit ist die Modenverteilung in Umfangsrichtung gegeben und es können aus den absoluten Amplituden Schalldruckpegel berechnet werden. Eine typische Azimutalmodenverteilung bei verwendetem Hochdruck-Trigger zeigt Abbildung 10.7 für den Betriebspunkt Sideline, wobei die Moden mit einem eingefärbten Balken Interaktionsmoden darstellen. Die gestrichelten Linien im rechten Bild legen die Cut-On Grenzen fest. Der Schalldruckpegel in der Legende gibt dabei den Summenpegel über alle ausbreitungsfähigen Umfangsmoden an.

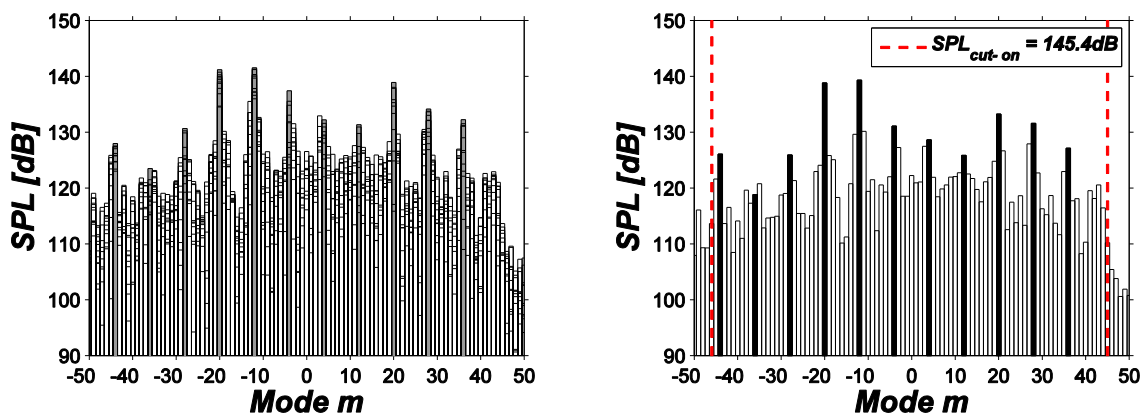


Abbildung 10.7: Azimutalmodenanalyse an BPF<sub>HP</sub>, Betriebspunkt Sideline, HPT, Setup C1, gemittelt über Umfangspositionen (links) und zusätzlich gemittelt über axiale Messpositionen (rechts)

### A.5.2 Radialmodenanalyse (RMA)

Um eine quantitative Aussage über das betrachtete Schallfeld und dessen Quellen zu bekommen, reicht die Azimutalmodenanalyse an nur einer axialen oder radialen Position nicht aus. Werden allerdings mehrere Modenanalysen an verschiedenen axialen oder radialen Positionen kombiniert, kann die radiale Verteilung ermittelt werden, die zusätzliche

Informationen für die Beurteilung des Schallfeldes liefert. Die Aufgabe der Radialmodenanalyse besteht also aus der Bestimmung der komplexen (Radial-)Amplituden  $A_{mn}^+$  und  $A_{mn}^-$ . Dazu kann das Ergebnis der Azimutalmodenanalyse verwendet werden, um aus Gleichung (10.61) ein lineares Gleichungssystem mit der Ordnung  $m$  zu bilden [74].

$$\mathbf{A}_m = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn} \quad (10.65)$$

Dabei ist  $\mathbf{A}_m$  ein Vektor mit den zuvor berechneten Azimutalmoden, der bei rein axialer Mikrofonanordnung die Länge der Anzahl der axialen Messpositionen ( $N_x \times 1$ ) hat, und  $\mathbf{A}_{mn}$  ein Vektor der gesuchten Radialmoden für beide Ausbreitungsrichtungen mit der Länge ( $1 \times 2n_{max}$ ), wobei  $n_{max}$  für die größte vorkommende Radialmode  $n$  steht. Die Matrix  $\mathbf{W}_m$  der Größe ( $N_x \times 2n_{max}$ ) enthält Einträge mit den entsprechenden Termen Formfaktor, axiale Wellenzahl und axiale Position in der Form  $W_{mn} = f_{mn} e^{ik_{mn}^{\pm} x}$ . Da die gesuchten Radialamplituden auf der rechten Seite dieser Gleichung stehen, führt die Berechnung dieser zu einem inversen Problem der Form

$$\mathbf{A}_{mn} = [\mathbf{W}_m^H \mathbf{W}_m]^{-1} \mathbf{W}_m^H \mathbf{A}_m \quad (10.66)$$

Hier ist mit Hilfe der adjungierten (Hermitian-)Matrix  $\mathbf{W}_m^H$  die Pseudoinverse von  $\mathbf{W}_m$  aufgestellt worden. Da dieses Gleichungssystem in den meisten Fällen überbestimmt ist (es existieren mehr Gleichungen als Unbekannte, bzw. ist  $N_x > 2n_{max}$ ) und die Lösbarkeit des Gleichungssystems dabei stark von der Konditionszahl der quadratischen Matrix  $\mathbf{W}_m^H \mathbf{W}_m$  abhängt, neigt das System leicht zu Instabilitäten. Die Konditionszahl selbst hängt wiederum von der Anzahl der Radialmoden, der gewählten Frequenz, der Geometrie (bzw. dem Nabenverhältnis), dem Strömungsfeld und der Mikrofonanordnung ab. So kann eine Radialmodenanalyse bei gegebener Geometrie und Mikrofonanordnung beispielsweise nur bis eine bestimmte Frequenz durchgeführt werden. Darüber wird der numerische Fehler zu groß und das Ergebnis einer Analyse dadurch physikalisch nicht nachvollziehbar [74]. Daher wird zur Lösung des Problems die Methode der kleinsten Quadrate („Least-Mean-Squares Fit“, LSQR) verwendet, welche das Problem  $\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{b}$  durch Minimieren des Fehlerquadrates für  $\mathbf{x}$  löst.

$$\min \|\mathbf{A}\mathbf{x} - \mathbf{b}\|^2 \quad (10.67)$$

Für schlecht konditionierte Matrizen oder Matrizen deren Rang kleiner ist, als die Anzahl der Spalteneinträge, wird in [77] eine Methode vorgestellt, die durch Einführung eines Dämpfungsfaktors das System stabilisiert. Anstatt das Ergebnis der Azimutalanalyse zu verwenden, können die Radialamplituden alternativ auch direkt aus dem Schalldruck berechnet werden. Dazu müssen die Einträge in der Matrix  $\mathbf{W}_m$  mit dem Term  $e^{-im\varphi_k}$  entsprechend erweitert und Gleichung (10.65) mit dem Schalldruck umformuliert werden:

$$\mathbf{p}' = \mathbf{W}_m \mathbf{A}_{mn} \quad (10.68)$$

Die Lösung des inversen Gleichungssystems liefert dann wieder die Radialamplituden. Dadurch sind sowohl die radiale als auch die azimutale Modenverteilung bestimmt, womit sich das Schallfeld in einem zylindrischen Kanal mit Nabenkörper gut beschreiben lässt.

Zur Bewertung einer Schallquelle wird üblicherweise die Schalleistung der gesamten Schallquelle herangezogen. Diese wird auf die schallabstrahlende Fläche bezogen, wobei die beitragende Schallschnelle senkrecht auf diese Fläche steht. Die Energie, die jede einzelne Mode in einem zylindrischen Strömungskanal mit schallharten Wänden in axialer Richtung transportiert, kann nach Morfey [75] mit den eben ermittelten komplexen Radialamplituden  $A_{mn}^{\pm}$  wie folgt angegeben werden:

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn}}{\rho c} \frac{1 - M_x^2}{1 \mp \alpha_{mn} M_x} \frac{2}{2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (10.69)$$

mit  $\alpha_{mn} = \sqrt{1 - 1 - M_x^2 \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR}\right)^2}$

Hier ist zu erkennen, dass  $\alpha_{mn}$  dem Wurzelterm in Gleichung (10.57) bei der Berechnung der axialen Wellenzahl entspricht und demnach für die Ausbreitung der Schalleistung auch dieselbe Cut-Off-Bedingung gültig ist. Die Schalleistung kann wie in Kapitel A.1.1 vorgestellt in einen Schalleistungspegel umgerechnet und für die Darstellung der Modenverteilungen in azimuthaler und radialer Richtung verwendet werden. Als Beispiel ist in Abbildung 10.9 die Radialmodenverteilung beim Betriebspunkt Sideline für den Niederdruckrotor angegeben. Während in der Abbildung oben jene Schalleistung angezeigt wird, die in Strömungsrichtung transportiert wird ( $PWL^+$ ), ist darunter die Schalleistung gegen die Strömungsrichtung ( $PWL^-$ ) dargestellt. Des Weiteren ist in

Abbildung 10.8 der über die Radialmoden bestimmte Summenpegel der Schalleistung veranschaulicht.

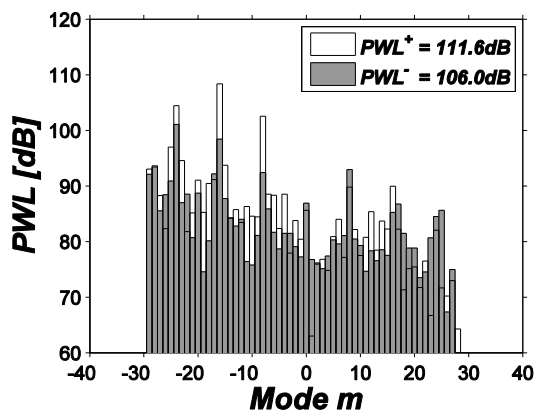


Abbildung 10.8: Radialmodenanalyse an  $BPF_{LP}$  bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT, Summenpegel über Radialmoden berechnet

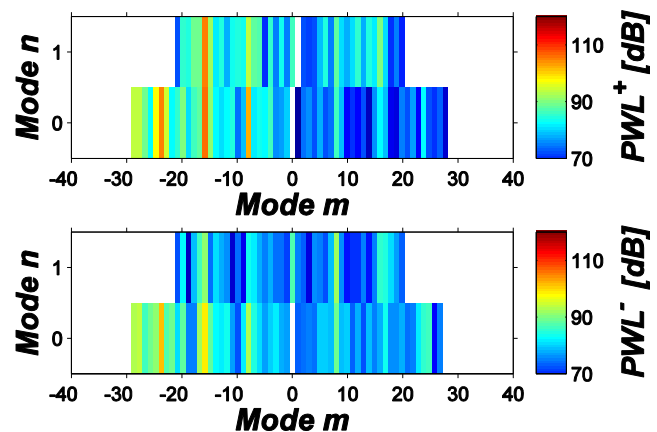



Abbildung 10.9: Radialmodenanalyse an  $BPF_{LP}$  bei Betriebspunkt Sideline, Setup C1, LPT;  $PWL^+$  bzw.  $PWL^-$  entspricht Schalleistung, die in bzw. gegen Strömungsrichtung transportiert wird

## B Performance Validation Document

Das Performance Validation Document [5] (PVD) wurde zu Beginn der Dissertation mit dem Ziel angefertigt, die Charakteristik des Zwei-Wellen-Prüfstands darzustellen. Darin enthalten sind die Messungen zur Betriebspunktstabilität, Messungen zur Bestimmung der Zu- und Abströmbedingungen sowie eine detaillierten Beschreibung der dafür benötigten Messtechnik. Die Ergebnisse der Voruntersuchungen bei verschiedenen Betriebspunkten floss in die Bestimmung der Messgenauigkeiten, die im TTTF erreichbar sind, ein. Anhand des im Folgenden angefügten Auszugs dieser Werte ist deutlich zu sehen, dass das TTTF alle vom Industriepartner geforderten Messgenauigkeiten erfüllt und daher beispielsweise für die Bestimmung des Druckverlustes über verschiedene TMTF-Konfigurationen (*back-to-back*) geeignet ist.

24. JUN. 2013 8:07	MTU MUC ABT. TEA	NR. 592	S. 1
--------------------	------------------	---------	------

	<b>Technical Note</b>	<table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">MTUM-Page:</td> <td style="width: 50%;">N12-TEA-063</td> </tr> <tr> <td>Issue:</td> <td>26. Juli 2012</td> </tr> </table>	MTUM-Page:	N12-TEA-063	Issue:	26. Juli 2012
MTUM-Page:	N12-TEA-063					
Issue:	26. Juli 2012					

---

**Classification**

---

Title: Performance Validation Document TU-Graz – TTTF-2Wellen Rig

Project: BeZwG	Project-No.: T8015-L	Number of pages: 45
-------------------	-------------------------	------------------------

Abstract (facts, measures, solutions)

Referenz: Lastenheft T8015-L Beschauelte Zwischengehäuse für zukünftige Triebwerksgenerationen

Das Projekt zielt auf die Integration und Validierung beschauelter Gehäuse im Übergang zwischen Hoch- und Niederdruckturbinen ab. Hierbei standen ursprünglich die aerodynamischen Untersuchungen im Vordergrund. In den Folgevorhaben ist die aeroelastische und aeroakustische Bewertung/Analyse ebenfalls vorgesehen.

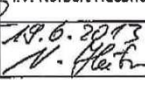

Das vorliegende Dokument beschreibt die abgestimmten Formeln und Zusammenhänge welche für die Bewertung der Leistungsdaten des 2-Wellen Rigs der TU Graz angewendet werden.

Certification Doc.	Yes <input type="checkbox"/>	No <input checked="" type="checkbox"/>
Language code	de	Module name
Key words	Turbine, Rig, Specification, Performance	
Suggested synonyms	2 wellen Rig; TU Graz; Zwischengehäuse	
Additional documentation		

This document may not be reproduced, transmitted, used or disclosed to third parties.  
Offenders shall be liable to the payment of damages notwithstanding any further legal rights or remedies.  
Furthermore all rights regarding patent or utility model registration are reserved.

---

Classification				
offen				
Date	Originator Project Manager	MTU Component Testing	MTU Engineering	TUG
2012	Franz Malzacher	Franz Lippl (TEEV)	Dr. K. Engel (TEAT) i.V. Norbert Huebner	Christian Faustmann
Date / Signature				

Circulation

Title sheet:

Report for action:

Report for information: E. Henrich (TEA), F. Lippl (TEEV), Stefan Servaty (TETT), N. Hübner (TEAT), Dr. Martin Stephan (TEP)

Abbildung 10.10: Deckblatt des Performance Validation Document PVD

Measurement uncertainties						ADP	
meas location	meas tech	results quantity	Parameter name	requested accuracy ±	measured quantity	achievable accuracy ±	
						absolut	relative(back to back)
HDT	Speed Pick-Up	speed	Hpspeed	2	1/min	1,10	1,10
Dyno	Speed Pick-Up	speed	Lpspeed	1	1/min	1,00	1,00
HBM		torque	Torq LP	5	Nm	1,00	1,00
HDT	Speed Pick-Up/Thermocoupl	NRED	Hpnred	0.1%	1/min/(SQR K)	0,08%	0,03%
HDT	Speed Pick-Up/Thermocoupl	NRED	Lpnred	0.1%	1/min/(SQR K)	0,12%	0,06%
PI A-F	Rakes	Expansion ratio	ΠTOT	0.5%	-	0,4%	0,08%
Inlet	Humidity Sensor	Rel_humidity	RF_GHH	1%		2,56%	1%
Inlet	Humidity Sensor	Rel_humidity	RF_Comp	1%		2,56%	1%
GHH	Staudrucksonde	mass flow	QmGHH	1%	kg/s	1,00	0,5
Compressor	Venturi	mass flow	QmSC	0.5%	kg/s	1,00	0,35
GHH+Compres	Staudrucksonde+Venturi	mass flow	QmTOT	1%	kg/s	0,78	0,32
		reduced mass flow	Qmred	1%	kg sqrt K /s bar	0,41%	0,21%
Plane A	Rake	Tt	TTA	0.5	K	2,92	0,34
	Rake	Tt = f(rad)	TTA	0.5	K	2,92	0,34
	Rake	Pt	PTA	3	mbar	2,26	1,92
	Rake	Pt = f(rad)	PTA	3	mbar	2,26	1,92
	3HP	Swirl Angle	alpha	3	°	2,5	2,5
	3HP	Swirl Angle = f(rad)	alpha	3	°	2,5	2,5
Plane C	Rake	Tt	TTC	0.5	K	ähnliche Genauigkeiten wie in F	
	Rake	Tt = f(rad)	TTC	0.5	K	ähnliche Genauigkeiten wie in F	
	Rake	Pt	PTC	1	mbar	ähnliche Genauigkeiten wie in F	
	Rake	Pt = f(rad)	PTC	1	mbar	ähnliche Genauigkeiten wie in F	
	5HP	Swirl Angle	alpha	1	°	0,24	0,23
	5HP	Swirl Angle = f(rad)	alpha	1	°	0,24	0,23
	5HP	Ma-Number	MaC	0.05	-	0,01	0,01
	5HP	Ma-Number = f(Rad)	MaC	0.05	-	0,01	0,01
	Tu-Probe	Turbulence	Tu_C	1%	%		
	Tu-Probe	Turbulence = f(rad)	Tu_Ci	1%	%		
TMTF	static tabs	PS_Profil	Ps strut/wall	20	mbar	1,63	1,29
	OHG						
	static tabs	PS_PlaTTForm	Ps strut/wall	20	mbar	1,63	1,29
Plane E/F	Rake	Tt	TTF	0.5	K	1,69	0,39
	Rake	Tt = f(rad)	TTF	0.5	K	1,69	0,39
	Rake	Pt	PTF	1	mbar	4,17	0,70
	Rake	Pt = f(rad)	PTF	1	mbar	4,17	0,70
	5HP	Swirl Angle	alpha	1	°	0,30	0,23
	5HP	Swirl Angle = f(rad)	alpha	1	°	0,30	0,23
	5HP	Ma-Number	MaF	0.05	-	0,01	0,01
	5HP	Ma-Number = f(Rad)	MaF	0.05	-	0,01	0,01
	Tu-Probe	Turbulence	Tu_F	1%	%		
	Tu-Probe	Turbulence = f(rad)	Tu_Fi	1%	%		
Plane F	static taps	ps=f (phu) platform	ps wall hub/ tip	2	mbar	2,00	1,50
Plane C-E	5HP	TMTF loss	dp_TMTF_5HP	18-22	mbar	2,22	0,90
		TMTF loss = f(rad)	dp_TMTF_5HP	18-22	mbar	2,22	0,90

Abbildung 10.11: Auszug aus dem PVD: Geforderte und erreichbare Messgenauigkeiten des TMTF

Required Stability							
meas location	meas tech	results quantity	Parameter name	requested stability ±	measured quantity		
HDT	Speed Pick-Up	speed	Hpspeed	10	1/min	6,00	6,00
Dyno	Speed Pick-Up	speed	Lpspeed	1	1/min	1,00	1,00
HDT	Speed Pick-Up/Thermocoupl	NRED	Hpnred	0.2	%	0,15	0,15
Dyno	Speed Pick-Up/Thermocoupl	NRED	Lpnred	0.2	%	0,13	0,13
PI A-F	Rakes	Expansion ratio	ΠTOT	0.01	-	0,01	0,01
QmTOT	2xVenturi (kalibriert PTB)	QmTOT flow	QmTOT	1,5%	-	1,40	1,40
				1,5%	-	1,50	1,50
Aeroelastic							
NDT	BSSM	oscillation	stress-level	0.015	mm	0,005-0,01	0,005-0,01

Abbildung 10.12: Auszug aus dem PVD: Geforderte und erreichbare Stabilität der wichtigsten Messgrößen zur Betriebspunktüberwachung

## C Lebenslauf

Christian Faustmann

### *Curriculum Vitae*

#### Persönliche Daten

Name **Christian Philipp FAUSTMANN**  
Geburtsdatum 15. Dezember 1984  
Nationalität Deutscher Staatsbürger



#### Kontakt

Adresse Ragnitzstraße 106a  
8047 Graz  
Österreich  
  
Mobil +43 699 17 15 16 58  
E- Mail christian.faustmann@tugraz.at

#### Ausbildung

12/2010 bis heute **Doktorat der technischen Wissenschaften**, *Technische Universität Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technische Universität Graz, Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften*

10/2004 bis 09/2010 **Studium des Allgemeinen Maschinenbaus**, *Technische Universität Darmstadt*  
Diplomstudium Maschinenbau mit Schwerpunkt Fluidenergiemaschinen

03/2010 bis 09/2010 **Diplomarbeit**, *Technische Universität Graz*  
Auslandssemester im Rahmen der Diplomarbeit am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik mit dem Thema: „Experimentelle Untersuchungen der Zünd- und Strömungseigenschaften eines Brennkammertestsektors im Rahmen des NEWAC Projektes“

Ragnitzstraße 106a – A-8047 Graz  
Mobil: +43 699 17 15 16 58 E-Mail: christian.faustmann@tugraz.at



04/2007 bis 11/2007	<b>Studienarbeit, Technische Universität Darmstadt</b> Studienarbeit am Fachgebiet Fluidsystemtechnik mit dem Thema: „Physikalische Modellierung eines stufengeladenen Dieselmotors“
09/1995 bis 06/2004	<b>Allgemeine Hochschulreife, Walther-Rathenau-Gymnasium Schweinfurt</b>
<hr style="width: 100px; margin-left: 0;"/> <h2 style="color: #0070C0; margin: 0;">Berufserfahrung</h2>	
12/2010 bis heute	<b>Technische Universität Graz &amp; MTU Aero Engines AG</b> Wissenschaftlicher Mitarbeiter und Doktorand am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik <ul style="list-style-type: none"> <li>⤵ Dissertation über die Aerodynamik und Akustik von umlenkenden Turbinenübergangskanälen in enger Zusammenarbeit mit MTU</li> </ul>
04/2009 bis 09/2009	<b>Porsche Engineering Services GmbH, Bietigheim-Bissingen/ Weissach</b> Praktikant in der Abteilung Gesamtfahrzeug <ul style="list-style-type: none"> <li>⤵ Karosseriebauteil- und Gesamtfahrzeugprüfungen</li> <li>⤵ Strömungsvisualisierung des Motorraums eines Frontmotorfahrzeuges</li> <li>⤵ Aerodynamische und thermodynamische Messungen im Windkanal, Klimakanal und auf dem Prüfgelände</li> <li>⤵ Entwicklung Vertikalwindrad</li> </ul>
10/2008 bis 03/2009	<b>Alstom (Schweiz) AG, Birm</b> Praktikant in den Forschungs- und Entwicklungslaboren für neue Gasturbinenkomponenten <ul style="list-style-type: none"> <li>⤵ Fertigung und Anpassung von Prüfstandskomponenten</li> <li>⤵ Aufbau, Instrumentierung und Inbetriebnahme von Prüfständen</li> <li>⤵ Wärmeübergangs- und Rauigkeitsuntersuchungen zur Verbesserung der Kühlung</li> <li>⤵ Datenaufbereitung und -auswertung sowie Berichten und Präsentieren der Messergebnisse</li> </ul>
02/2007 bis 02/2008	<b>Technische Universität Darmstadt</b> Hilfwissenschaftlicher Mitarbeiter an den Fachgebieten: <ul style="list-style-type: none"> <li>⤵ Fachgebiet Festkörpermechanik</li> <li>⤵ Fachgebiet Technische Thermodynamik</li> <li>⤵ Fachgebiet Produktentwicklung und Maschinenelemente</li> </ul>
08/2005	<b>Fresenius Medical Care AG, Schweinfurt</b> Werkstudent
08/2004 bis 09/2004	<b>Hubert Metallverarbeitung GmbH, Schonungen</b> Grundpraktikum

## Sprachen

<b>Deutsch</b>	Muttersprache
<b>Englisch</b>	Verhandlungssicher

## IT-Kenntnisse

<b>CAD</b>	Catia
<b>CFD</b>	STAR-CCM+
<b>Sonstige</b>	MS Office, LabView, Mathworks Matlab

## Persönliche Fähigkeiten

<b>Ausgesprochen Teamfähig</b>	Team-Erfahrung sowohl im beruflichen als auch im sportlichen Bereich (Fußball im Verein seit 1988, Mehrseillängenklettertouren)
<b>Extrem zielstrebig und ausdauernd</b>	Besteigung mehrerer 4000er der Alpen (Mont Blanc, Mönch, ...) zu Fuß und mit Skiern Überschreitung und Durchquerung mehrerer 3000er der Alpen (Ortler, Großglockner, Dachstein Südwand, ... in 2er und 4er Seilschaften)
<b>Äußerst flexibel</b>	100 % Reisebereitschaft
<b>Sonstiges</b>	Sehr gut im Umgang mit Menschen <ul style="list-style-type: none"> <li>~ Patenprogramm Maschinenbau der TU Darmstadt (2006-2009)</li> <li>~ Betreuung von 4 Diplomanden und 3 Bachelorarbeitern und 1 Studienassistent</li> </ul>

## Journal & Konferenz Publikationen

**2014** **Faustmann, C.**, Göttlich, E., "Aerodynamics and acoustics of turning mid turbine frames in a two shaft test turbine", Proceedings of ASME Turbo Expo. 2014, Düsseldorf, Germany, Paper-No. GT2014-25568

**Faustmann, C.**, Zerobin, S., Marn, A., Spitalny, M., Broszat, D., Göttlich, E., "Noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two shaft test turbine", 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference. 2014, Atlanta, Georgia, USA, Paper-No. 1888811

- Faustmann, C.**, Bauinger, S., Göttlich, E., Marn, A., *"The effect of airfoil clocking on noise generation and propagation in a two shaft test turbine"*, 20th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference 2014, Atlanta, Georgia, USA, Paper-No. 1887192
- 2013** **Faustmann, C.**, Lengani, D., Spataro, R., Marn, A., Göttlich, E., Heitmeir, F., *"Experimental investigation of the noise generation and propagation for different turning mid turbine frame setups in a two-stage two-spool test turbine"*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, Texas, USA, paper-number: GT2013-95698
- Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., **Faustmann, C.**, Heitmeir, F., *"Development of a turning mid turbine frame with embedded design –part I: Design and steady measurements"*, Journal of Turbomachinery July 2014, Vol.136 / 071008 pp. 1-9
- Spataro, R., Göttlich, E., Lengani, D., **Faustmann, C.**, Heitmeir, F., *"Development of a turning mid turbine frame with embedded design –part II: Unsteady measurements"*, Journal of Turbomachinery July 2014, Vol.136 / 071012 pp. 1-8
- 2012** **Faustmann, C.**, Lang, A., Guiliani, F., *"Measurement of the aerodynamics in the primary zone of a low-Nox combustor at atmospheric and isothermal conditions"*, Proceedings of the conference Transonic and Supersonic low in Cascades and Turbomachines 2012, Valencia, Spain

## Lehrveranstaltungen/ Lehre

<b>Bachelorstudium</b>	Laborprojekt Thermische Turbomaschinen Laborübungen Maschinendynamik Betreuung von Bachelorarbeiten
<b>Masterstudium</b>	Laborübung Thermische Turbomaschinen Betreuung von Diplom-/Masterarbeiten

## Persönliche Interessen

<b>Sport</b>	Skitouren, Hochtouren Sportklettern, Mehrseillängentouren Mountainbike Fußball, Tennis
<b>Sonstiges</b>	Vespa, Reisen (weltweit), Alpenverein Graz, Formula Student Austria