



Einfluss innovativer Oberflächenstrukturen auf die Schallabstrahlung moderner Zweikreistriebwerke

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur
eingereicht an der
Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz
von
Asim Hafizovic, BSc

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Vorstand: o.Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer

Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn

Dipl.-Ing. Manuel Zenz, BSc

Graz, Mai 2019

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present masters thesis.

Datum/Date

Unterschrift/Signature

Kurzfassung

Durch die strengen rechtlichen Auflagen müssen bei modernen Flugtriebwerken der Flugzeu­glärm sowie CO₂-Ausstoß immer weiter reduziert werden. Hauptgrund hierfür ist die Tatsache, dass der Luftverkehr zur Veränderung des Klimas beiträgt, außerdem wird durch den Lärm die Gesundheit- und Lebensqualität der Menschen, die in der unmittelbaren Nähe von Flughäfen leben, beeinflusst. Aufgrund dessen ist die Kenntnis über die günstigeren Strömungseigenschaften sowie Schallentstehung und -ausbreitung im Inneren einer solchen Turbomaschine erforderlich.

Im Rahmen dieser Arbeit werden dazu aerodynamische und akustische Untersuchungen an einem Turbinenprüfstand (STTF-AAAI), welcher sich am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik befindet, durchgeführt. Im Speziellen werden die aerodynamische und aeroakustische Auswirkungen von Oberflächenstrukturen, sog. Riblets bei den zwei Betriebspunkten Design- und Off-Design point, welche auf die Saugseite der EGVs (Exit Guide Vane) einer 1 ½-stufigen Niederdruckturbine aufgebracht wurden, untersucht. Wenn die Riblets in einem bestimmten Reynoldszahlbereich angeströmt werden, reduzieren sie den turbulenten Reibungswiderstand im Vergleich zu einer glatten Oberfläche. Für die aerodynamischen und akustischen Untersuchungen werden zwei verschiedene Konfigurationen betrachtet. Eine Konfiguration sind die Riblets, wodurch der „Shark Skin Effekt“ untersucht werden soll. Die zweite ist die Referenz, wobei es sich um eine glatte Folie mit der gleiche Dicke wie die Riblets handelt, um die gleiche Schaufelgeometrie wie bei der Riblets-Konfiguration zu erhalten. Die Riblets-Strukturen, welche für die Untersuchung verwendet werden, sind trapezförmig mit einem Spitzenabstand von 45µm und durch optimale Seitenverhältnis von 0,45 ergibt sich die Ribletshöhe.

Für die akustische Messdatenerfassung befindet sich eine akustische Messstrecke stromabwärts direkt nach dem sogenannten „turbine exit casing“ (TEC), wo eine Akustikplatte im Innen- und eine im Außengehäuse mit jeweils 12 Mikrofonen pro Platte ausgeführt ist, verwendet wird. Die Messung des Schalles erfolgt durch die Bewegung der Platten um 360° in 2°-Schritten azimuthal über den Messbereich, wodurch sich 180 Messposition ergeben. Dadurch ist es möglich, den gesamten Strömungskanal akustisch abzubilden. Für beide Betriebspunkte wird die Auswertung der akustischen Messdaten bestehend aus Frequenz- und Modenanalysen durchgeführt. Die notwendigen Auswerterroutinen werden dabei optimiert und zusätzlich erweitert.

Die aerodynamischen Daten werden unter Verwendung einer 5-Loch-Sonde in Ebene vor und hinter dem TEC aufgenommen. Diese ermöglicht eine räumliche und stationäre Untersuchung der Strömung, sowie eine grobe Abschätzung des Druckverlustes der beiden TEC-Konfigurationen.

Die vorliegende Arbeit gibt einen näheren Einblick in die Veränderung des akustischen und aerodynamischen Verhaltens durch das Aufbringen der Riblets auf die TEC Schaufeln.

Abstract

Due to stricter legal requirements for modern aircrafts the emitted noise and CO₂ emissions must be further reduced. The main reason therefor is the fact that air traffic alters the atmospheric composition and thereby contributes to climate change. The emitted noise influences the health and quality of life for people living near an airport. Therefore the knowledge about favorable flow characteristics as well as noise generation and propagation inside such turbomachinery is fundamental.

This thesis deals with the investigation on aerodynamics and aeroacoustics in a low-pressure test turbine called (STTF-AAAI), located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics. In particular, the aerodynamical as well as the aeroacoustical effects of a riblet foil applied on the suction side surface of the turbine exit guide vanes (TEGVs) of a 1 ½ stage low pressure turbine (LPT). Two different operating points concerning the riblet lay out design, a design point and an offdesign point, have been examined. In general, if riblets are applied on the suction side of vanes or blades, they reduce the boundary layer friction drag compared to a smooth surface. During the test campaign two different set-ups have been investigated. One configuration with riblets applied on the suction side of the TEGVs, whereby the „shark skin effect“ have been examined and one configuration with a smooth foil on the vanes to achieve the same thickness as in the riblets set-up. The tested riblet structure was of trapezoidal type with 45 µm tip distance and a height to tip distance ratio of 0.45.

For acoustic data acquisition, an acoustic measuring section is located downstream of the Turbine exit casing (TEC) using a 360 deg rotatable microphone array. This array is mounted on the hub as well as on the casing. The acoustical data has been recorded using flush mounted condenser microphones, rotated over 360 deg in 2 deg azimuthal steps around the flow channel. Thereby it is possible to reproduce the entire flow channel acoustics. For each operating point a frequency analysis is performed, followed by an acoustical mode analysis. The required evaluation routines are optimized and extended.

The aerodynamical data has been obtained using an aerodynamic five-hole-probe in planes up- and downstream of the TEGV. This allows a three-dimensional and stationary investigation of the flow, as well as a rough estimation of the pressure loss between the two studied set-ups.

The present work gives a closer insight into the changes of the aeroacoustical and aerodynamical behavior when riblets are applied to LPT vanes.

Nomenklatur

Abkürzungen

AMA	Azimutalmodenanalyse
BPF	Blade Passing Frequency
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
CS	Corner Separation
DFT	Diskrete Fourier Transformation
EF	Eigenfrequenz
EGV	Exit Guide Vane (Nachleitrad)
FFT	Fast Fourier Transformation
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
GTF	Gear Turbopan (Getriebefan)
GUI	Graphical User Interfaces
HDT	Hochdruckturbine
ICAO	International Civil Aviation Organisation
IGV	Inlet Guide Vane (Vorleitrad)
ITTM	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinen Dynamik
LE	Leading Edge (Schaufelvorderkante)
LPV	Lower Passage Vortex
LSQR	Least-Mean-Squares Fit
NDT	Niederdruckturbine
PS	Pressure Side
PWL	Sound Power Level (Schalleistungspegel)
RMA	Radialmodenanalyse
RWTH	Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule
SPL	Sound Pressure Level (Schalldruckpegel)
SS	Suction Side
STTF-AAAI	Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Aeroacoustic and Aeroelastic Investigations
TE	Trailing Edge (Schaufelhinterkante)
TEC	Turbine exit Casing (Turbinenausstrittsgehäuse)
TP	Testpoint
TPNr	Testpoint Number
UPV	Upper Passage Vortex
WF	Wirbelablösefrequenz
ZTL	Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerke

Greichische Symbole

α	[1/m]	Wellenzahl im Kanal
α	[Grad]	Yaw-Angle (Gierwinkel)
$\alpha_{\text{Umlenkung}}$	[Grad]	Strömungsumlenkung
α_{mn}	[1/m]	Axiale Wellenzahl der (m, n) –ten Mode
β	[1/m]	Wellenzahl im Kanal
β_{mn}	[1/m]	Wellenzahl der (m, n) –ten Mode
δ	[m]	Plattenentfernung
δ_{ij}	[-]	Kroneckersymbol
ϕ	[-]	Akustische potential
φ_p	[°]	Phasenverschiebung
γ	[°]	Pitch-Angle
η	[-]	Radienverhältnis
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[m]	Wellenlänge
λ	[-]	Reibungsfaktor
μ	[kg/ms]	Dynamische Viskosität
ν	[m/s ²]	Kinematische Viskosität
θ	[°]	Umfangskoordinate
$\Delta\theta$	[°]	Abstand zwischen Messpositionen
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ_{mn}	[-]	Eigenwert der Besselfunktion
τ	[s]	Retardierte Zeit
τ_{tot}	[N/m ²]	Gesamte Schubspannung
τ_{lam}	[N/m ²]	Laminare Schubspannung
ω, Ω	[rad/s]	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{c, mn}$	[rad/s]	Grenzfrequenz, Cut-Off Frequenz
Ψ	[-]	Druckziffer
ζ	[-]	Druckverlustkoeffizient

Lateinische Symbole

A_{mn}	[N/m ²]	Komplexe Schalldruckamplitude der (m, n) –ten Mode
A_m	[N/m ²]	Komplexe Schalldruckamplitude m-ten Mode
B	[-]	Anzahl der Rotorscheaufeln (Blades)
C_f	[-]	Reibungsbeiwert
F_{mn}	[-]	Normalisierungsfaktor
G	[-]	Green'sche Funktion
$H(x)$	[-]	Heaviside-Funktion
I	[W/m ²]	Schallintensität

J_m	[-]	Bessel-Funktion 1. Art
L	[dB]	Pegelgröße
Ma	[-]	Machzahl
Ma_{diff}	[-]	Machzahl Differenz
M_x	[-]	Axial Machzahl
N	[-]	Anzahl der Abtastwerte
N_m	[-]	Neumann-Funktion (Bessel-Funktion 2.Art)
N_θ	[-]	Anzahl der Messpositionen im Umfangsrichtung
P	[W]	Schalleistung
P_n	[-]	Interpolationspolynom
R	[J/kgK]	Spezifische Gaskonstante
R_a	[m]	Außenradius
R_i	[m]	Innenradius
R_n	[-]	Interpolationsfehler
Re	[-]	Reynoldszahl
S	[m ²]	Fläche
S_{mn}	[-]	Eigenwert der Besselfunktion
S_r	[-]	Strouhal-Zahl
T	[K]	Temperatur
T	[s]	Periodendauer, Zeitliches Mittelungsintervall,
T_{ij}	[N/m ²]	ij-Komponenten des Lighthillschen Spannungstensors
U_{Level}	[V]	Spannungs-Level des Triggers
U_{Signal}	[V]	Spannungs-Signal des Triggers
U_∞	[m/s]	Anströmgeschwindigkeit
V	[-]	Anzahl der Statorschaufeln (vane)
W_m	[-]	Matrix mit akustischen Modallgleichungen
Y		Kalibrierkenngröße
d	[m]	Hydraulischer Durchmesser
c	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
c_{pt}	[-]	Totaldruck-Koeffizient
c_t	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
c_r	[m/s]	Radiale Geschwindigkeitskomponente
c_x	[m/s]	Axiale Geschwindigkeitskomponente
d	[m]	Hydraulischer Durchmesser
f	[Hz]	Frequenz
f_i	[-]	Interpolationswert
f_A	[1/s]	Abtastfrequenz
$f_{Ablöse}$	[1/s]	Wirbelablösefrequenz
f_{mn}	[-]	Zylinder Funktion

Δf	[1/s]	Frequenzauflösung
h	[-]	Harmonischer Index
h^+	[μm]	Ribletshöhe
Δh	[J/kg]	Enthalpieänderung
i	[-]	Imaginäre Einheit
k	[1/m]	Wellenzahl
k	[-]	Laufvariable
f_α	[-]	Richtungsparameter für Gierwinkel (Yaw-Angle)
k_γ	[-]	Richtungsparameter für Nickwinkel (Pitch-Angle)
k_{pt}	[-]	Totaldruckparameter
k_p	[-]	Statischer Druckparameter
k_{Ma}	[-]	Machzahlparameter
l	[m]	Axiale Durchströmungslänge, Charakteristische Länge
l	[-]	Polynomgrad
m	[1/m]	Wellenzahl im Kanal
m	[-]	Polynomgrad
n	[-]	Polynomgrad, Anzahl der Stützstellen
n_{rpm}	[1/min]	Rotordrehzahl
n_o	[-]	Normalenrichtung
p	[N/m ²]	Druck
p'	[N/m ²]	Druckschwankung
q	[-]	Quellterm der Lighthill-Gleichung
r	[m]	Radius, Koordinate
r	[-]	Recoveryfaktor
\vec{r}	[m]	Ortsvektor der in Ausbreitungsrichtung zeigt
r_0	[m]	Mikrofonposition in radialer Richtung
s^+	[μm]	Spitzenabstand der Riblets
t	[s]	Zeit
Δt	[s]	Abtast-Zeitintervall
u, v, w	[m/s]	Geschwindigkeit
u_{ij}	[m/s]	Geschwindigkeit des Fluides
u_i	[-]	Umdrehung
v_i	[m/s]	Geschwindigkeit der Oberfläche
v'	[m/s]	Schallschnelle
x, y, z	[m]	Koordinaten
\vec{x}, \vec{y}	[m]	Ortsvektoren
x_i	[-]	Stützstellen
x_0	[m]	Mikrofonposition in axialer Richtung
y_i	[-]	Stützwerte

Δ	[-]	Laplace-Operator
∇	[-]	Nabla-Operator
e	[-]	Euler'sche Zahl

Indizes

t	Totalzustand, Tangential
i, j, k	Koordinatenrichtungen
0, ..., 4	Nummer der Sondenbohrung
m	Umfangsmode
n	Radialmode
k	Zähler der Messpositionen im Umfangsrichtung
probe	5-Loch-Sonde
max	Maximale Moden Anzahl
ref	Referenzwert
B	Bewegtes Bezugssystem
R	Ruhendes Bezugssystem
C	Ebene C
D	Ebene D
$(\cdot)_0$	Mittlere Werte
$(\cdot)'$	Schwankungswerte
(\cdot)	Periodisch
$(\hat{\cdot})$	Amplitude
$(\bar{\cdot})$	Mittelwert
$(\dot{\cdot})$	Komplexe Größen
$\langle \cdot \rangle$	Phasen Mittelung

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	II
Abstract.....	III
Nomenklatur	IV
Inhaltsverzeichnis	IX
1. Kapitel.....	1
Einleitung und Aufgabenstellung.....	1
Aufgabenstellung.....	3
2. Kapitel.....	5
Theoretische Grundlagen.....	5
2.1 Schallentstehung und Ausbreitung	5
2.2 Thermodynamik von Schallfeldern in Gasen	6
2.2.1 Adiabate Zustandsgleichungen der Gase	6
2.3 Beschreibung von Schall und seinen Kenngrößen	7
2.3.1 Feldgrößen	7
2.3.2 Energiegrößen des Schallfeldes	8
2.4 Herleitung der Differentialgleichung zur Beschreibung des Schallfeldes.....	9
2.5 Lösung der Wellengleichung.....	11
2.5.1 Lösung der Wellengleichung für einen eindimensionalen Rechteckkanal	11
2.5.2 Lösung der Wellengleichung für einen zylindrischen Strömungskanal mit Nabenkörper	12
2.5.3 Schallausbreitung bei Strömung	17
2.5.4 Cut-Off Bedingung	17
2.6 Schallentstehung in modernen Flugzeugtriebwerken.....	19
2.6.1 Schallentstehung in der Turbine durch Stator-Rotor-Interaktion	19
2.6.2 Schallentstehung beim Umströmen eines Körpers	21
2.7 Die diskrete Fourier Transformation (DFT).....	23
2.8 Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung.....	27
2.8.1 Phasenmittelung (Phase Averaging).....	27
2.8.2 Adaptive Neuabtastung.....	27
2.8.3 Polynominterpolation im \mathbb{R}^1	29
2.8.4 Newton-Interpolation.....	29
2.9 Akustische Modenanalyse	31
2.9.1 Azimutalmodenanalyse (AMA).....	32
2.9.2 Radialmodenanalyse (RMA) und Schallleistungsberechnung.....	33

2.10	Riblets.....	34
2.10.1	Reibungswiderstand an glatten Oberflächen	34
2.10.2	Beeinflussung der turbulenten Wandschubspannung durch Riblets	35
3.	Kapitel.....	39
	Prüfstands Aufbau und Messtechnik	39
3.1	Versuchseinrichtung	39
3.2	Austrittsgehäuse (Turbine Exit Casing – TEC).....	41
3.3	Betriebspunkte	42
3.4	Messtechnik zur Erfassung akustischer und aerodynamischer Messdaten	43
3.4.1	Fünf-Loch-Sonde zur Erfassung der aerodynamischen Messdaten.....	44
3.4.2	Definition der Strömungswinkel.....	47
3.4.3	Totaldruck und Totaltemperatur Rakes	48
3.4.4	Akustische Messtechnik.....	49
4.	Kapitel.....	51
	Matlab-Routinen zur Auswertung der akustischen Messdaten	51
4.1.1	Matlab GUI (Graphical User Interface) zum Aufruf der Akustik-Routinen	51
4.1.2	Validierung und Verifizierung der Matlab-Routinen für adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung	55
4.1.3	Validierung und Verifizierung der Matlab-Routine für Azimutalmodenanalyse (AMA) 56	
5.	Kapitel.....	57
	Messergebnisse und Diskussion	57
5.1	Off-Design Point.....	57
5.1.1	Strömungsfeld Rotor Austritt (Ebene C)	57
5.1.2	Strömungsfeld TEC Austritt (Ebene D).....	60
5.1.3	Akustische Messergebnisse	65
5.2	Design Point	68
5.2.1	Strömungsfeld Rotor Austritt (Ebene C)	68
5.2.2	Strömungsfeld TEC Austritt (Ebene D).....	71
5.2.3	Akustische Messergebnisse	76
5.3	Zusammenfassung der beiden Betriebspunkte	79
6.	Kapitel.....	82
	Schlussfolgerung & Ausblick.....	82
	Abbildungsverzeichnis	83
	Tabellenverzeichnis	85

Literaturverzeichnis	86
Anhang A - Matlab Routinen	89
Anhang B - Veröffentlichung.....	115
Anhang C - Auswertung 5-Loch-Sonde.....	143

1. Kapitel

Einleitung und Aufgabenstellung

Der kommerzielle Luftverkehr ist ein wichtiger Wirtschafts- und Gesellschaftsfaktor in Europa. Er trägt auch in negativer Weise zur Veränderung des Klimas bei, außerdem wird durch den Lärm die Gesundheits- und Lebensqualität der Menschen negativ beeinflusst. Besonders sind die Menschen in der Umgebung eines Flughafens, wo ständige Start- und Landevorgänge von Flugzeugen stattfinden, betroffen. Die effiziente Reduzierung von Flugzeuflärm sowie des CO₂-Ausstoßes bzw. Schadstoffausstoßes ist durch das kontinuierliche Anwachsen der zivilen Luftfahrt für diese zu einem wichtigen Punkt geworden. Im Zeitraum von 1990 bis 2014 ist die Zahl der kommerziellen Flugbewegungen um 80 % gestiegen. Bis 2035 wird ein weiterer Anstieg um 45 % erwartet [1]. Um die Wohngebiete in unmittelbarer Umgebung von Flughäfen vom Lärm zu entlasten, sind von der ICAO (International Civil Aviation Organization) die Immissionsgrenzwerte für Lärm festgelegt worden, welche bei einer Zertifizierung eines neuen Flugtriebwerks erfüllt sein müssen. Diese Immissionsgrenzwerte beziehen sich auf die Lärmentwicklung von Flugzeugen an festgelegten Start-, Lande- und Überfluggeschwindigkeiten und werden in Dezibel (dB) angegeben. Die maßgebliche Schallquelle eines Verkehrsflugzeuges (neben der Umströmung des Flugzeugrumpfes, der Tragflügel und des Fahrwerkes) ist das Flugtriebwerk. Um die Immissionsgrenzwerte einhalten zu können, muss daher auch eine Reduzierung der Schallemission der Flugtriebwerke erfolgen. Allerdings ist für die erfolgreiche Schallreduzierung die Kenntnis über Schallentstehung und -ausbreitung im Inneren einer solchen Turbomaschine erforderlich. Die Schubdüsen waren bei den früheren Turbojettriebwerken mit ihrer hohen Triebwerksaustrittsgeschwindigkeit die dominante Schallquelle. Mit aktuellen Triebwerken für Passagierflugzeuge, welche als Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerke (ZTL) bezeichnet werden, gingen mit zunehmendem Bypass-Verhältnis auch die Strahlgeschwindigkeiten zurück und damit auch ihre Lärmproduktion. Somit stehen die anderen Schallquellen wie Fan, Verdichter und Turbine im Vordergrund. Bei solchen Triebwerken wird zwischen heißem und kaltem Luftstrom unterschieden, welche in Abbildung 1 durch die Pfeile dargestellt sind. Der kalte Luftstrom transportiert die größere Masse und führt außen am Kerntriebwerk vorbei. Dieser wird auch Bypassluftstrom genannt. Der heiße Luftstrom wird durch das Kerntriebwerk geführt.

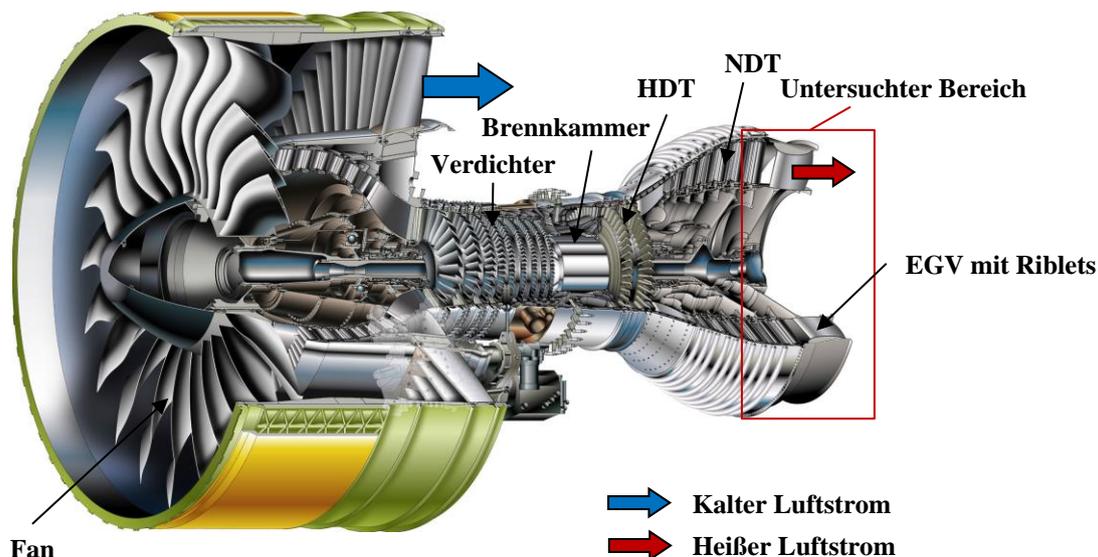


Abbildung 1: Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerk GP 7200 des Airbus A380-800 [2]

Das Verhältnis zwischen den beiden Luftströmen wird Bypass-Verhältnis genannt. Abbildung 2 zeigt verschiedene Schallquellen in Abhängigkeit vom Bypass-Verhältnis. Es ist ersichtlich, dass bei Flugtriebwerken mit niedrigem Bypass-Verhältnis der Strahl die dominante Schallquelle ist, bei hohem Bypass-Verhältnis aber der Fan, gefolgt von der Turbine. In den letzten Jahren wurde immer mehr im Bereich neuartiger Turbinenkonfigurationen geforscht. Die Untersuchungen werden auch im Bereich des sog. geared Turbofans (GTF) durchgeführt, der ein Untersetzungsgetriebe zwischen Niederdruckwelle und Fanwelle aufweist. Dadurch wird die Drehzahl des Fans bei größerem Durchmesser gesenkt und die der Niederdruckturbine erhöht, die bei höherer Drehzahl (Umfangsgeschwindigkeit) höhere Wirkungsgrade aufweist. Infolgedessen wird der Fan immer leiser, während die Niederdruckturbine stärker hervortritt, da dem Strahl mehr Energie entzogen wird (höherer Leistungsbedarf des Fans), die Strahlgeschwindigkeit sinkt und somit auch der Lärm reduziert wird.

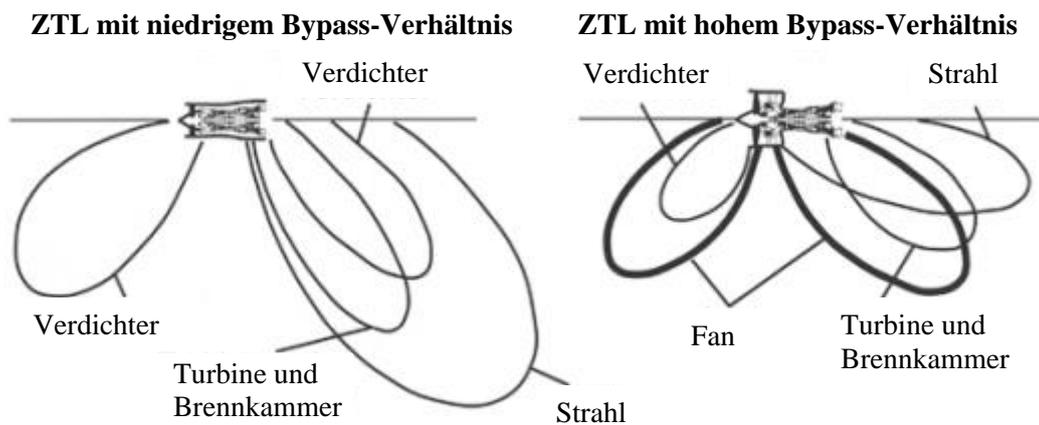


Abbildung 2: Vergleich der Abstrahlcharakteristiken verschiedener Triebwerksschallquellen bei Triebwerken mit kleinem und mit großem Bypass-Verhältnis [2]

Mit der Einführung von Turbofantriebwerken wurde ein wesentlicher Fortschritt in der Reduzierung der Lärmbelastung sowie des CO_2 -Ausstoßes erreicht. Abbildung 3 zeigt das Technologiepotential zur weiteren Reduzierung des Kraftstoffverbrauches der gleich bedeutend mit dem CO_2 -Ausstoß ist. Dieses wird derzeit auf 50 % geschätzt, davon entfallen 33 % auf die aerodynamische Optimierung. Da die Hauptbestandteile des Abgases eines Flugtriebwerkes bei der vollständigen Verbrennung Wasser bzw. Dampf (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2) sind, welche direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch sind, wird die Umweltbelastung durch die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches gesenkt. Der Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe (ACARE) hat als Zukunftsplan in ihren Forschungsagenden definiert, dass die Emissionen des gesamten Flugzeuges bis 2020 deutlich reduziert werden müssen. Die thermodynamische Effizienz ist bei modernen Flugtriebwerken auf einem sehr hohen Niveau, sodass das Potential zur Verbesserung ohne die Änderung des Kerndesigns begrenzt ist. Eine Steigerung der Effizienz kann durch die Erhöhung des Bypass-Verhältnisses bei Turbofantriebwerken erreicht werden, welche auch durch die maximale Geschwindigkeit an den Schaufelspitzen des Fans, sowie durch die maximale dynamische Belastung des Schaufelfußes infolge Schaufelfliehkraften begrenzt ist. Das bedeutet, dass bei Vergrößerung des Fandurchmessers die Drehzahl gesenkt werden muss. Dies ist unerwünscht, da der Fan und die Niederdruckturbine (NDT) auf einer Welle sitzen und durch die Drehzahl senkung die Effizienz der NDT sinkt. Eine mögliche Lösung dafür ist ein Getriebe zwischen der Fanwelle und der NDT-Welle, welches eine Entkoppelung dieser beiden Komponenten ermöglicht. Diese Lösung ist allerdings auch durch die maximale Belastung bzw. maximale Übersetzung begrenzt. Eine weitere Möglichkeit, um die Effizienz eines Flugtriebwerkes zu erhöhen, ist die Verminderung des Strömungswiderstandes. Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten, die auch in Flugtriebwerken auftreten, sind auch die Strömungswiderstände höher, welche in Druck- und Reibungswiderstand unterteilt werden können. Im Laufe dieser Arbeit werden Oberflächenstrukturen untersucht, welche den Reibungswiderstand an festen Oberflächen reduzieren sollen.

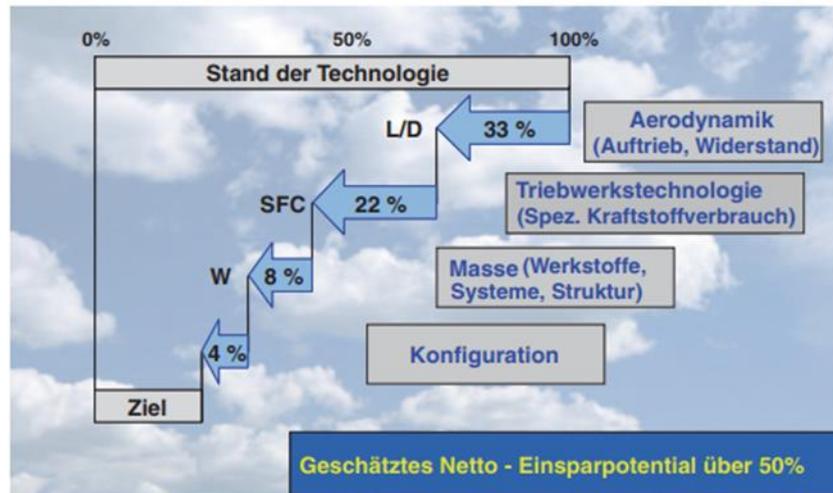


Abbildung 3: Technologiepotentiale zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches [2]

Aufgabenstellung

Diese Diplomarbeit entstand im Rahmen des FFG-Projektes hallstaTt – Maßnahmen am TEC zur Schallpegelreduktion unter Berücksichtigung der Schwingungsanregung des NDT Rotors, welches verschiedene Konzepte zur Lärminderung untersucht u.a. auch innovative Oberflächenstrukturen sog. Riblets. Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung von Oberflächenstrukturen sog. Riblets, welche vom Projektpartner (bionic surface technologies GmbH) ausgelegt und auf die Oberflächen der Schaufeln (Exit Guide Vane EGV) aufgebracht werden. Riblets sind mikro- und nanostrukturierte Oberflächenstrukturen, die eine Verminderung der Reibung in der turbulenten Grenzschicht einer Strömung bewirken. Die Riblets haben, ähnlich wie die Haut eines Haies, feine Rillen (siehe Abbildung 4), die den Reibungswiderstand um bis zu 8 % verringern (siehe [3]). Die Idee stammt aus der Natur („Shark Skin Effekt“) und wird auf die Technik übertragen.

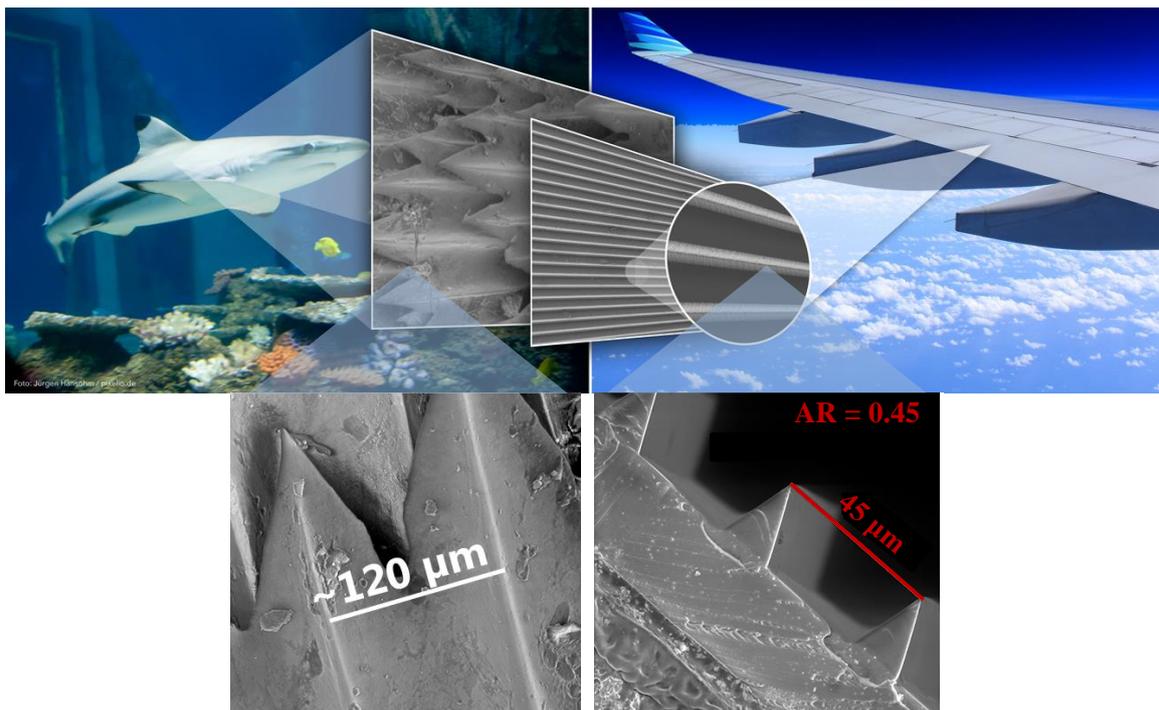


Abbildung 4: Haifischhaut und künstliche Haifischhaut (Riblets) [3]

Im Rahmen dieser Arbeit sind folgende Aufgaben durchzuführen:

1. Erstellung einer grafischen Benutzeroberfläche – einer sog. GUI (=Graphical User Interfaces).
2. Fortran-Auswerteroutinen in Matlab-Auswerteroutinen umzuschreiben sowie testen und verifizieren der Routinen
3. Durchführung der Versuche

Die Erstellung einer GUI ist notwendig zur Auswertung der in dieser Arbeit gewonnenen Messergebnisse. Diese sollte sowohl möglichst einfach zu bedienen, als auch wenig fehleranfällig sein und schnell ablaufen.

Die Fortran-Auswerteroutinen sind in Matlab-Auswerteroutinen umzuschreiben und erweitern, welche für die Auswertungen der akustischen Messdaten dienen. Das Hauptaugenmerk bei der Realisierung der Routine für die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung wurde darauf gelegt, dass die Durchführungszeit möglichst gering ist. Weiteres sollten die grundlegenden Architekturen der Routinen so flexibel gehalten werden, dass Erweiterungen mit neuen Modellen z.B. Drallmodelle, Geschwindigkeitsmodelle usw. mit möglichst geringem Aufwand zu realisieren sind. Ein Test der Matlab-Auswerteroutinen, die dieselben Ergebnisse liefern müssen, wie die Fortran-Auswerteroutinen ist durchzuführen.

Weiteres ist die Durchführung der Versuche am Turbinenprüfstand Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Aeroacoustic and Aeroelastic Investigations (STTF-AAAI), welcher sich am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik befindet. Während der Versuche sollen aerodynamische und akustische Messdaten für zwei verschiedene Konfigurationen aufgenommen werden. Eine Konfiguration sind die Riblets, wodurch der „Shark Skin Effekt“ untersucht werden soll. Die zweite ist die Referenz, wobei es sich um eine glatte Folie mit der gleiche Dicke wie die Riblets handelt, um die gleiche Schaufelgeometrie wie bei den Riblets zu erhalten. Diese Konfiguration dient als Referenz bei der Dateninterpretation, um die Wirkung der Riblets darzustellen. Die aufgenommenen Daten sollen mit selbst erstellten Auswerteroutinen ausgewertet und anschließend interpretiert werden.

Diese Arbeit findet im Rahmen des Projekts „HallstaTt“ (Maßnahmen am TEC zur Schallpegelreduktion unter Berücksichtigung der Schwingungsanregung des NDT-Rotors) statt. Um eine gesamtheitliche Optimierung zu ermöglichen, werden verschiedene Strömungssimulationen vom Projektpartner (bionic surface technologies GmbH) durchgeführt.

2. Kapitel

Theoretische Grundlagen

2.1 Schallentstehung und Ausbreitung

Schall wird als mechanische Schwingung eines elastischen Mediums bezeichnet, die sich in Gasen, Flüssigkeiten oder festen Körpern als Schallwelle ausbreiten. Diese Ausbreitung wird als kleine Änderung von Druck, Dichte und Geschwindigkeit um einen mittleren, stationären Zustand bzw. als mechanische Schwankung angeregter Moleküle bezeichnet. Diese Anregungen erfolgen durch mechanische, strömungsmechanische, elektrische, magnetische, thermische oder chemische Vorgänge. Wie auch immer Schall erzeugt wird, ist es doch fast immer die Luft, welche die Schwingungen an das menschliche Ohr überträgt.

Die Lehre vom Schall wird „Akustik“ genannt. Sie behandelt seine Eigenschaften, seine Entstehung und Ausbreitung, seine Erzeugung und Wahrnehmung, seine Messungen und seine Anwendungen. Die Charakterisierung der Schallereignisse erfolgt durch die Frequenz der Schallwelle, wie in der Tabelle 1 aufgeführte Bezeichnungen für die Schallfrequenzbereiche zu sehen ist.

Tabelle 1: Frequenzbereich in der Akustik

Frequenzbereich	Bezeichnung
0 bis 20 Hz	Infraschall
20 Hz bis 20 kHz	Hörschall
20 kHz bis 1 GHz	Ultraschall
1GHz bis 10 THz	Hyperschall

In dieser Arbeit wird ausschließlich die Ausbreitung von Luftschall betrachtet, welche aufgrund der Interaktion zwischen Stator und Rotor in Strömungskanälen entsteht. Die Unterscheidung zwischen Strömung und Schall ist dabei oft schwierig. Charakteristika des Schalls sind folgende:

- Schall breitet sich als Welle aus. Unter Normalbedingungen ($T = 293,15\text{K}$, $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$, $\kappa = 1,4$) breitet sich Schall in Luft mit einer Geschwindigkeit von $c = 343\text{m/s}$ (Schallgeschwindigkeit) aus,
- Schallwellen bewegen das Fluid um einen mittleren Zustand,
- Schallwellen können Informationen transportieren,
- Schallwellen transportieren Energie,
- Schwankungen der Zustandsgrößen (Druck, Dichte,...) sind klein.

Die Unterscheidung zwischen Schall und Strömung ist in der Praxis relativ schwer zu realisieren. Dies wird am Beispiel eines umströmten Zylinders, hinter dem sich eine Wirbelstraße ausbildet, verdeutlicht, siehe [4]. Der Schall breitet sich in alle Richtungen aus und kann mit einem Mikrofon nachgewiesen werden. Jedoch treten im Strömungsfeld auch Druckschwankungen auf, die nichts mit Schall zu tun haben. Wenn sich ein Beobachter in der Bahn der Wirbel befindet (Abbildung 5), nimmt er eine Druckabsenkung wahr, wenn ein Wirbel vorbeiläuft. Ohne zusätzliche Informationen über das Strömungsfeld kann diese lokal gemessene Druckschwankung nicht vom Schall unterschieden werden.

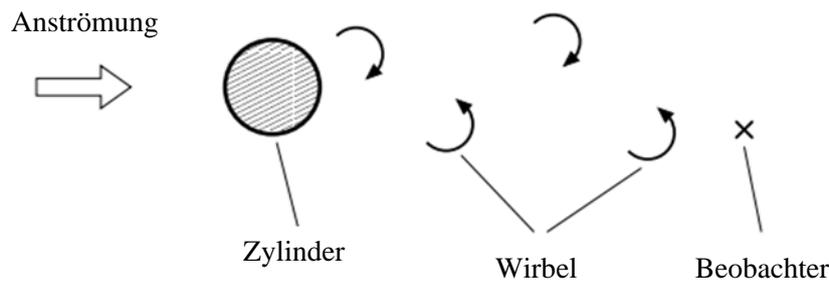


Abbildung 5: Beobachter im Strömungsfeld hinter einem Kreiszyylinder [4]

Die Wirbel breiten sich im Strömungsfeld jedoch nicht mit Schallgeschwindigkeit aus, sondern bewegen sich mit Strömungsgeschwindigkeit fort, während die Druckschwankungen, die als Schall bezeichnet werden, sich mit Schallgeschwindigkeit (in Luft bei Normalbedingungen ca. 343 m/s) ausbreiten.

2.2 Thermodynamik von Schallfeldern in Gasen

In diesem Abschnitt sollen kurz die thermodynamischen Grundlagen über die physikalischen Eigenschaften von Gasen und ihren Zuständen erläutert werden, welche zum Verständnis von Schallereignissen dienen.

2.2.1 Adiabate Zustandsgleichungen der Gase

Für die adiabate Zustandsgleichung lässt sich hier wohl auf die Literatur verweisen. Weil die Herleitung sehr umfangreich ist, sei sie hier dennoch angegeben (siehe [5], [6]). Der Ausgangspunkt der Betrachtung liegt darin, dass alle Änderungen als infinitesimal klein angenommen werden und bekannt ist, dass diese isentrop behandelt werden dürfen. Die adiabate Zustandsgleichung lautet somit wie folgt:

$$\frac{dp}{d\rho} = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad (2.1)$$

Die Ausbreitung schwacher Störungen wird durch die Betrachtung einer kleineren Störung des Strömungsfeldes in Druck, Dichte und Geschwindigkeit erläutert. Zuerst werden hier eine Impulsgleichung und eine Kontinuitätsgleichung für kleine Störungen im Strömungsfeld über eine stehende Wellenfront aufgestellt. Terme 2. und höhere Ordnung werden vernachlässigt (siehe [5]). Durch das Kombinieren dieser beiden Gleichungen ergibt sich folgende Bezeichnung für die Schallgeschwindigkeit (siehe [5]):

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad (2.2)$$

Hier ist c die Ausbreitungsgeschwindigkeit schwacher Störungen, die als „Schallgeschwindigkeit“ bezeichnet wird.

Der Ausgangspunkt war die Betrachtung von infinitesimal kleinen Änderungen über die Wellenfront im Strömungsfeld, das heißt der Zustandsübergang über die Wellenfront hinweg kann als stetig angesehen werden. In diesem Fall können auch die Erhaltungssätze in differentieller Form zur Berechnung der Ausbreitung schwacher Störungen herangezogen werden (siehe [5]). Die Berechnung der Schallgeschwindigkeit für den Fall eines idealen Gases für eine isentrope Zustandsänderung folgt:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konst.} \quad (2.3)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = \kappa \rho^{\kappa-1} \cdot \text{konst} = \kappa \frac{p}{\rho} = c^2 \quad (2.4)$$

$$c|_{\text{idealesGas}} = \sqrt{\kappa R T} \quad (2.5)$$

Hier stellt R die Gaskonstante, T die Temperatur und κ den isentropen Exponenten dar. Wie man anhand der Gleichung (2.5) sehen kann, hängt die Schallgeschwindigkeit nur vom Material und von der absoluten Temperatur, nicht aber vom Ruhedruck oder der Ruhedichte ab.

2.3 Beschreibung von Schall und seinen Kenngrößen

Der Raum, in dem sich Schall ausbreitet, wird als Schallfeld bezeichnet. Die Schwankungen, die mit Schall verbunden sind, sind Zustandsgrößen (Druck p' , Dichte ρ' des Mediums und Geschwindigkeit \vec{v}' der Teilchen des Mediums) des Schallfeldes. Diese Größen sind, gegenüber ihren ohne Schall vorhandenen mittleren Werten p_0, ρ_0 und \vec{v}_0 meist sehr klein. Diese Abweichungen zwischen den mittleren Werten und Schwankungswerten werden als p' für Schalldruck, ρ' für Schalldichte und \vec{v}' für Schallschnelle bezeichnet. Das Schallfeld wird durch die vektorielle Größe \vec{v}' und die skalaren Größen p' und ρ' mit ihren Orts- und Zeitabhängigkeiten beschrieben; man bezeichnet sie daher auch als Schallfeldgrößen (siehe [7], [8], [9]).

$$\begin{aligned} p(\vec{r}, t) &= p_0 + p'(\vec{r}, t) \\ \rho(\vec{r}, t) &= \rho_0 + \rho'(\vec{r}, t) \\ \vec{v}(\vec{r}, t) &= \vec{v}_0 + \vec{v}'(\vec{r}, t) \end{aligned} \quad (2.6)$$

2.3.1 Feldgrößen

Schalldruck p'

Der Schalldruck p' ist, wie bereits oben erwähnt, eine Schwankung um einen Ruhewert p_0 , d.h. eine Wechseldruck. Diese Schwankungen werden durch das menschliche Gehör als Schall wahrgenommen. Er nimmt deshalb bei der Beschreibung von Schall eine dominierende Stellung ein.

Im Schallfeld sind Druckschwankungen sehr rasch, womit auch winzige Schwankungen der herrschenden Lufttemperatur und der Luftdichte unmittelbar verbunden sind. Bei einer harmonischen Schwingung kann der Schalldruck wie folgt dargestellt werden:

$$p' = \hat{p} \cos(\omega t + \varphi_p) \quad (2.7)$$

Die Gleichung lässt sich auch komplex anschreiben,

$$p' = \hat{p} e^{i(\omega t + \varphi_p)} \quad (2.8)$$

wobei \hat{p} hier die Amplituden, ω die Kreisfrequenz und φ_p eine Phasenverschiebung darstellt.

Schallschnelle \vec{v}'

Unter der Schallschnelle \vec{v}' versteht man jene Geschwindigkeit, mit der die Luftteilchen um ihre Ruhelage schwingen. In ruhender Luft nimmt die Teilchengeschwindigkeit positive und negative Werte an. In bewegter Luft schwingen die Luftteilchen um eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit. Die Schallschnelle ist eine gerichtete Größe und lautet in komplexer Darstellung:

$$\vec{v}' = \hat{v} e^{i(\omega t + \varphi_v)} \quad (2.9)$$

Der Zusammenhang zwischen der Schallschnelle und dem Schalldruck in einer ebenen Schallwelle ist durch folgende Beziehung gegeben:

$$\vec{p}' = \rho c \vec{v}' \quad (2.10)$$

ρ ist hier die Dichte des Mediums und c die Schallgeschwindigkeit im Medium.

2.3.2 Energiegrößen des Schallfeldes

Weitere Kenngrößen sind die Schallintensität \vec{I} und die Schalleistung P . Die Schallintensität ist das Produkt aus Schalldruck p' und Schallschnelle \vec{v}' . Diese Größe gibt die Schallenergie an, die in der Zeiteinheit mit der Schallschnelle durch eine Flächeneinheit strömt.

$$\vec{I} = \frac{1}{T} \int_0^T p' \vec{v}' dt \quad (2.11)$$

Die Schalleistung wird aus der Schallintensität einer Schallquelle berechnet.

$$P = \int_S \vec{I} d\vec{S} \quad (2.12)$$

Wobei S die Einheitsfläche ist, welche senkrecht zum Schnellevektor steht. In ms^{-1} wird die Geschwindigkeit und in kgm^{-3} die Dichte gemessen. Aufgrund der großen Dynamik der Schallfeldgrößen ist es von Vorteil, die Schallereignisse nicht unmittelbar mit den Werten des Schalldruckes p' oder der Schallintensität \vec{I} anzugeben, sondern durch die Pegelmaße (siehe [7], [8]). Man verwendet logarithmierte Verhältnissgrößen, die ‚Pegel‘ genannt werden, welche die dimensionslose Einheit Dezibel (dB) haben. Aufgrund der logarithmischen Skala werden die großen Wertebereiche von Schalldruck und -intensität auf die kleinen Wertebereiche der Pegelwerte abgebildet. Diese Größen sind dimensionslos und werden auf die Referenzwerte p_{ref} bzw. I_{ref} bezogen, welche man als Schalldruckpegel L_p , Schallschnellepegel L_v , Schallintensitätspegel L_I und Schalleistungspegel L_w bezeichnet.

$$\text{Schalldruckpegel} \quad L_p = 10 \log \left(\frac{p'^2}{p_{\text{ref}}^2} \right) = 20 \log \left(\frac{p'}{p_{\text{ref}}} \right) \quad (2.13)$$

$$\text{mit : } p_{\text{ref}} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$$

$$\text{Schallschnellepegel} \quad L_v = 10 \log \left(\frac{v'^2}{v_{\text{ref}}^2} \right) = 20 \log \left(\frac{v'}{v_{\text{ref}}} \right) \quad (2.14)$$

$$\text{mit : } v_{\text{ref}} = \frac{p_{\text{ref}}}{\rho c} = 5 \cdot 10^{-8} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Schallintensitätspegel} \quad L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_{\text{ref}}} \right) \quad (2.15)$$

$$\text{mit : } I_{\text{ref}} = p_{\text{ref}} \cdot v_{\text{ref}} = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Schalleistungspegel} \quad L_w = 10 \log \left(\frac{P}{P_{\text{ref}}} \right) \quad (2.16)$$

$$\text{mit : } P_{\text{ref}} = I_{\text{ref}} \cdot S_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ W}$$

Wobei S_{ref} die Einheitsfläche darstellt, welche senkrecht zum Bezugswert der Schallschnelle v_{ref} steht.

2.4 Herleitung der Differentialgleichung zur Beschreibung des Schallfeldes

Es treten verschiedene Arten von Schwingungen auf (siehe [8]). In dem hier betrachteten Medium Luft treten nur Longitudinalschwingungen auf, die sich im Raum ausbreiten können. Longitudinalwellen bzw. Längswellen, sind Wellen, bei denen die Schwingungsrichtung der Teilchen des Ausbreitungsmedium mit der Ausbreitungsrichtung der Welle zusammenfällt. Solche Vorgänge können durch die Wellengleichung der jeweiligen Schwankungsgrößen beschrieben werden. Für die Herleitung der Wellengleichung stehen folgende Erhaltungssätze, Kontinuitätsgleichung, Energiegleichung und die Navier-Stokes-Gleichungen und das Stoffgesetz, zur Verfügung.

Kontinuitätsgleichung: Die Kontinuitätsgleichung beschreibt die Massenerhaltung im Fluid. Sie lautet, wenn keine Massenquellen oder -senken im Feld sind, wie folgt:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.17)$$

Euler-Gleichung: Die Euler-Gleichung (Navier-Stokes-Gleichungen bei Vernachlässigung der Reibungsterme) beschreibt die Impulserhaltung. Wenn das Fluid reibungsfrei ist und die Volumenkräfte vernachlässigbar sind, lautet die Impulsgleichung wie folgt:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla} p, \quad (2.18)$$

wobei hier $\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{v}}{\partial z}$ die substantielle Ableitung ist und u , v und w die Komponenten des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} sind.

Betrachtet werden sollen hier die hydro- bzw. aerodynamischen Größen, in denen sowohl das Fluid als auch akustische Bewegungen enthalten sind. Hierbei wird angenommen, dass die akustische Bewegung eine mikroskopisch kleine Schwankung im Fluid ist, welche die Fluidbewegung überlagert, aber annäherungsweise unabhängig von ihr ist. Dies bedeutet, dass Schall eine Störung der Fluidbewegung ist.

Hier werden akustische Größen bzw. der Störungsansatz, der schon im Abschnitt 2.3 erläutert wurde, eingeführt, wobei, ρ' , p' und v' akustische Größen sind und ρ_0 , p_0 und v_0 werden als ruhend ($v_0 = 0$) oder örtlich und zeitlich konstant betrachtet, welche die Fluidbewegung beschreiben. Gradienten dieser Größen sind daher null. Es wird auch das allgemeine Stoffgesetz zur Herleitung der entsprechenden Wellengleichung benötigt. Wir geben allgemein das Stoffgesetz für Fluide in der Form $p = p(\rho, T)$ an. Nun soll die Gleichung (2.6) in (2.17) eingesetzt werden:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho_0 \vec{v}_0 + \rho' \vec{v}_0 + \rho_0 \vec{v}' + \rho' \vec{v}') = 0 \quad (2.19)$$

Hier wird die Gleichung (2.6) in (2.18) eingesetzt:

$$\begin{aligned} (\rho_0 + \rho') \frac{\partial(\vec{v}_0 + \vec{v}')}{\partial t} + (\rho_0 \vec{v}_0 + \rho' \vec{v}_0 + \rho_0 \vec{v}' + \rho' \vec{v}') \vec{\nabla}(\vec{v}_0 + \vec{v}') + \vec{\nabla} p' &= 0 \\ \rho_0 \frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} + \rho' \frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} + (\rho_0 \vec{v}_0 + \rho' v_0 + \rho_0 \vec{v}' + \rho' \vec{v}') \vec{\nabla}(\vec{v}_0 + \vec{v}') + \vec{\nabla} p' &= 0 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Die Gleichungen (2.19) und (2.20) werden linearisiert, d. h. alle Terme mit Produkten mehrerer „Strichgrößen“ werden vernachlässigt. Da schon vorausgesetzt wurde, dass die akustischen Bewegungen und Fluidbewegungen praktisch unabhängig voneinander sind, ist diese Annahme zulässig. Die linearisierte Kontinuitätsgleichung und die Euler-Gleichung für akustische Größen werden wie folgt definiert:

$$\frac{\partial p'}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho_0 \vec{v}') = 0 \quad (2.21)$$

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} + \vec{\nabla} p' = 0 \quad (2.22)$$

Nun wird das Materialgesetz unter der Annahme eine Isotherme Zustandsänderung $T = \text{konst.}$ linearisiert. Das heißt, dass $p = p(\rho)$ in eine Taylorreihe entwickelt und nach dem zweiten Glied abgebrochen wird.

$$p(\rho) = p(\rho_0) + (\rho - \rho_0) \frac{dp}{d\rho} + \dots \quad (2.23)$$

Mit (2.6) folgt das linearisierte Materialgesetz

$$p' = \rho' \frac{dp}{d\rho} = \rho' c^2 \quad (2.24)$$

Mit der Annahme aus (2.2) erhält man linearisierte Stoffbeziehung. Die linearisierte Gleichung kann nur unter bestimmten Voraussetzungen, wie in Abschnitt 2.2 erläutert, $|p'| \ll p_0$, $|\rho'| \ll \rho_0$ gute Annäherungen der nichtlinearen Beziehungen dargestellt werden. Diese ist jedoch nicht ausreichend, damit die linearisierte Gleichung eine brauchbare Approximation darstellt (siehe [8]). Die Bedingungen lauten

$$\text{wie folgt: } |\vec{v}'| \ll \frac{1}{\tau}; |p'| \ll \rho_0 \left(\frac{1}{\tau}\right)^2; \frac{|\rho'|}{\rho_0} \ll \frac{2c^2}{\rho_0 \left|\frac{d^2 p}{d\rho^2}\right|}.$$

Um die Wellengleichung zu erhalten, leitet man die linearisierte Kontinuitätsgleichung (2.21) nach der Zeit ab und vertauscht Zeitableitung und Divergenz:

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} + \vec{\nabla} \rho_0 \frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} = 0 \quad (2.25)$$

In die zeitlich abgeleitete Kontinuitätsgleichung setzt man die linearisierte Euler-Gleichung (2.22) ein und mit $\vec{\nabla} \vec{\nabla} = \Delta$ als Laplace-Operator erhalten wir folgende Gleichung:

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (2.26)$$

Hier wird die Schwankungsgröße der Dichte ρ' durch die des Druckes mit Hilfe des linearisierten Materialgesetzes ersetzt und daraus erhält man die Wellengleichung für den Schalldruck.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (2.27)$$

Diese Gleichung stellt die Grundlage zur Beschreibung eines Schallfeldes dar und muss für jeden Punkt im Schallfeld erfüllt sein. Aufgrund der Linearisierung gilt sie nicht für hohe Schalldrücke. Bei der Herleitung der Wellengleichung wurden auch weitere Annahmen getroffen, welche hier kurz erwähnt werden.

1. Die Kontinuitätsgleichung muss erfüllt sein. Das heißt, es sind keine Quellen oder Senken im Strömungsfeld vorhanden.
2. Es wird vorausgesetzt, dass die Strömung reibungsfrei ist und die auftretende Volumens- und Massen Kräfte vernachlässigbar sind.
3. Die gesamte Energie bleibt erhalten. Das heißt, dass es keine externen Wärmequellen vorliegt sowie keine Wärmeleitung im Fluid gibt (da Gas sehr geringe Wärmeleitung aufweist wird hier vernachlässigt)

2.5 Lösung der Wellengleichung

2.5.1 Lösung der Wellengleichung für einen eindimensionalen Rechteckkanal

Für die Lösung der Wellengleichung wird für ein besseres Verständnis zuerst der eindimensionale Rechteckkanal betrachtet. Der Laplace-Operator $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2}$ für kartesische Koordinaten wird in die Gleichung (2.27) eingesetzt. Es folgt die eindimensionale Form der Wellengleichung in komplexer Darstellung:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.28)$$

Nun sollen die Randbedingungen definieren werden. Hier betrachtet man das Kontrollvolumen in Abbildung 6. Die Randbedingung auf der linken Seite des Kontrollvolumens, bei $x=0$ ist definiert als $p(x=0, t) = \hat{p} \cos(\omega t) = \text{Re}\{\hat{p}e^{i\omega t}\}$.

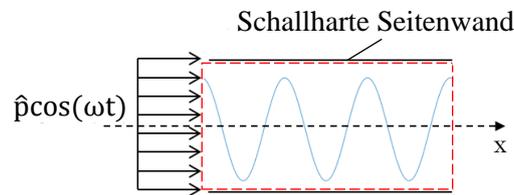


Abbildung 6: Kontrollvolumen des Schallfeldes

Wenn man in der Abbildung 6 das Kontrollvolumen betrachtet, ist zu sehen, dass am linken Rand eine Anregung ist. D. h., bei diesem Problem haben wir eine homogene Differentialgleichung mit inhomogenen Randbedingungen und das macht das ganze Problem inhomogen. Zur Lösung dieses Problems transformiert man die Differentialgleichung so, dass eine inhomogene Differentialgleichung mit homogenen Randbedingungen entsteht, die wir mit bekannten Methoden/Ansätzen lösen können.

Dazu wählt man eine beliebige Funktion, die die Randbedingungen erfüllt. Die Funktion, die mit Sicherheit die Randbedingungen erfüllt, ist die Randbedingung selbst. Diese beliebige Funktion wird zum Beispiel mit \underline{p}^* bezeichnet

$$\underline{p}' = \underline{p}^* + \underline{p}_p = \hat{p}e^{i\omega t} + \underline{p}_p \quad (2.29)$$

Wir leiten die Gleichung (2.29) nach Zeit und Ort zweimal ab und setzen diese in die komplexe Wellengleichung (2.28) ein:

$$\frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \underline{p}_p}{\partial x^2} \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial t^2} = -\omega^2 \hat{p}e^{i\omega t} + \frac{\partial^2 \underline{p}_p}{\partial t^2} \quad (2.31)$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen (2.30) und (2.31) in (2.28) bekommt man die gesuchte inhomogene Differentialgleichung mit homogenen Randbedingungen.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \underline{p}_p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \underline{p}_p}{\partial x^2} = \frac{\omega^2}{c^2} \hat{p}e^{i\omega t} \quad (2.32)$$

Das heißt für die Randbedingung muss gelten $\underline{p}_p(x=0, t) = 0$. Der Ansatz für die Lösung der Gleichung

(2.32) lautet $\underline{p}_p = \hat{p}_p(x)e^{i\omega t}$ und daraus folgt mit $k = \frac{\omega}{c}$

$$\frac{\partial^2 \hat{p}_p}{\partial x^2} + k^2 \hat{p}_p = -k^2 \hat{p} \quad (2.33)$$

Die Gleichung (2.33) ist eine inhomogene lineare Differentialgleichung 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten; sie wird auch Helmholtzgleichung genannt. Die allgemeine Lösung der Gleichung (2.33) kann man als Summe aus der allgemeinen Lösung der homogenen linearen Differentialgleichung (DGL) und einer partikulären Lösung der inhomogenen linearen Differentialgleichung darstellen. Die gesamte Lösung der Gleichung (2.33) lautet dann:

$$\hat{p}_p = C_1 e^{ikx} + C_2 e^{-ikx} - \hat{p} \quad (2.34)$$

Nun, nach zweimaligem Rücksubstituieren, folgt die Lösung für den komplexen Schalldruck \underline{p}' :

$$\underline{p}' = C_1 e^{i(\omega t + kx)} + C_2 e^{i(\omega t - kx)} \quad (2.35)$$

Zunächst wird aus dem komplexen Schalldruck \underline{p}' der Realteil gebildet und die Lösung für den Schalldruck lautet dann:

$$p' = C_1 \cos(\omega t + kx) + C_2 \cos(\omega t - kx) \quad (2.36)$$

Die Konstanten C_1 und C_2 werden mit Hilfe der Anfangsbedingungen berechnet. Hier ist ω die Kreisfrequenz, k wird als Wellenzahl bezeichnet und berechnet sich aus dem Quotient aus Kreisfrequenz und Schallgeschwindigkeit bzw. aus der Wellenlänge λ

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2.37)$$

2.5.2 Lösung der Wellengleichung für einen zylindrischen Strömungskanal mit Nabenkörper

Für die Behandlung der Schallausbreitung in einem zylindrischen Kanal soll auf die Lösung der Wellengleichung in Zylinderkoordinaten eingegangen werden.

$$\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \quad (2.38)$$

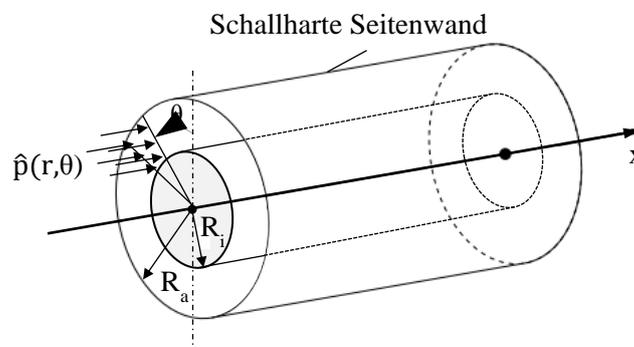


Abbildung 7: Lage der Koordinaten im Rohr

Durch das Einsetzen des Laplace-Operators in die Gleichung (2.27) ergibt sich für die Wellengleichung folgende Form:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \underline{p}'}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 \underline{p}'}{\partial x^2} = 0 \quad (2.39)$$

Für die Lösung der Wellengleichung (2.39) wird der Separationsansatz mit harmonischer Zeitabhängigkeit der Form verwendet:

$$\underline{p}' = Z(x)R(r)W(\theta)e^{i\omega t} \quad (2.40)$$

Der Separationsansatz besteht aus Funktionen, die jeweils nur von einer der Variablen abhängen. Dieser Ansatz wird zwei Mal abgeleitet und in (2.39) eingesetzt und ergibt

$$\left(\frac{\omega}{c} \right)^2 + \frac{1}{Z} \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} + \frac{1}{R} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial R}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{W} \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} = 0 \quad (2.41)$$

Damit diese Gleichung für alle Kombinationen von r , x und θ erfüllt ist, müssen beide Seiten konstant sein. Die Gleichung für die Funktion $W(\theta)$ unter Einführung einer Konstante m^2 ist erfüllt, wenn gilt:

$$\frac{1}{W} \frac{d^2 W}{d\theta^2} = -m^2 \quad (2.42)$$

Für die Funktion $Z(x)$ kann die Gleichung auf dieselbe Weise angegeben werden:

$$\frac{1}{Z} \frac{d^2 Z}{dx^2} = -\alpha^2 \quad (2.43)$$

Wenn man die vom Radius abhängige Funktion $R(r)$ auf dieselbe Weise umformt, wie bei den beiden vorherigen Gleichungen, führt dies nicht zum erwünschten Ergebnis, weil die Variable r in zwei Summanden der Gleichung (2.41) enthalten ist. Hier wird eine der Konstanten von oben als bekannt angenommen und dadurch kann die Variable θ eliminiert werden, was zur Lösung von $R(r)$ führt. Die Gleichung (2.42) wird mit r^2 dividiert und in die Gleichung (2.41) eingesetzt, wodurch sich folgende Beziehung ergibt:

$$\frac{1}{R} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dR}{dr} \right) \right] - \frac{m^2}{r^2} = - \left(\frac{\omega}{c} \right)^2 - \frac{1}{Z} \frac{d^2 Z}{dx^2} \quad (2.44)$$

Damit die Gleichung wiederum erfüllt ist, führen wir eine neue Konstante β^2 ein:

$$\frac{1}{R} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dR}{dr} \right) \right] - \frac{m^2}{r^2} = -\beta^2 \quad (2.45)$$

Um auf die folgende Beziehung zu kommen, setzen wir (2.45) und (2.43) in die Gleichung (2.41) ein; daraus ergibt sich:

$$\left(\frac{\omega}{c} \right)^2 = \alpha^2 + \beta^2 \quad (2.46)$$

Da wir für die Lösung von $R(r)$ vorausgesetzt haben, dass die Konstante m bekannt ist, wird hier zuerst $W(\theta)$ ermittelt. Dadurch ergibt sich m , was zur Lösung von $R(r)$ und β führt. Ist β bekannt, kann aus der Gleichung (2.46) α bestimmt werden.

Für die Lösung der Differentialgleichung (2.42) wird der Ansatz in der Form $W(\theta) = Ae^{\lambda\theta}$ verwendet und man erhält $\lambda = \pm im$. Die Lösung von (2.42) lautet dann:

$$W(\theta) = A_3 e^{-im\theta} + B_3 e^{im\theta} \quad (2.47)$$

Die Konstanten A_3 , B_3 sowie m müssen so bestimmt werden, dass die Randbedingungen erfüllt sind. Wir setzen für die Laufvariable $\theta = 0$ und $\theta = 2\pi$ ein. Die festgelegte Randbedingung $\theta = 0$ sollte keinen Einfluss auf die Lösung der Wellengleichung haben, weder bezüglich ihrer Positionierung noch ihrer Richtung. Dies können wir durch die Wahl einer periodischen Randbedingen $W(\theta) = W(\theta + 2\pi)$ erreichen. Damit diese Bedingung erfüllt wird, ist vorauszusetzen, dass die Konstante m eine Serie von ganzzahligen Werten annehmen muss. m ist damit nicht eindeutig festgelegt, sondern durch $m = 0, 1, 2, 3, \dots$ frei wählbar. Die Konstanten A_3 und B_3 sind nicht durch die periodischen Randbedingungen festgelegt und können unabhängig voneinander frei gewählt werden.

Mit der Lösung von $W(\theta)$ lässt sich (2.45) so umformen, dass für $R(r)$ gilt:

$$r^2 \frac{d^2 R}{dr^2} + r \frac{dR}{dr} + (\beta^2 r^2 - m^2) R = 0 \quad (2.48)$$

Die Gleichung (2.48) ist die Besselsche Differentialgleichung, welche mit der Bessel-Funktion erster Art J_m und der Neumann-Funktion N_m (Bessel-Funktion zweiter Art) gelöst wird.

$$R(r) = A_2 J_m(\beta r) + B_2 N_m(\beta r) \quad (2.49)$$

Die Bessel-Funktionen haben die Ordnungszahl m sowie die Differentialgleichung (2.47). Daraus folgt, dass die Ordnungszahl m nicht nur die Lösung für $W(\theta)$, sondern auch für $R(r)$ bestimmt. Als Lösung für $R(r)$ ergibt sich:

$$R(r) = A_2 J_m(\beta r) + B_2 N_m(\beta r) \quad (2.50)$$

Zur Bestimmung der Bessel- und Neumann-Funktionen werden die Wände als schallhart angenommen. Die Gleichung (2.50) bis hier her gilt für die Strömungskanäle mit und auch ohne Nabenkörper. In weitere Folge wird die Bessel'sche Differentialgleichung für den Fall eines kreiszylindrischen Kanales mit Nabenkörper gelöst werden. Da hier gilt $r > 0$ an jeder Stelle im Kanal gibt es keine Singularität wie im Fall ohne Nabenkörper, sodass die Neumann-Funktion in den Randbedingungen berücksichtigt werden muss. An den Stellen $r = R_a$ und $r = R_i$ gelten die Randbedingungen der schallharten Wand. An der Wand des Rohrs ist die wandnormale Komponente der Schallschnelle aufgrund der Wandbedingungen (undurchlässige Wand) gleich null. Für den Druckgradienten ergibt sich $v_r \Big|_{r=R_i} = \frac{\partial p'}{\partial r} \Big|_{r=R_i} = 0$

und $v_r \Big|_{r=R_a} = \frac{\partial p'}{\partial r} \Big|_{r=R_a} = 0$. Hier ergibt sich zunächst für die Gleichung (2.50)

$$\frac{dR}{dr} \Big|_{r=R_i} = \beta \left(A_2 \frac{dJ_m(\beta r)}{dr} \Big|_{r=R_i} + B_2 \frac{dN_m(\beta r)}{dr} \Big|_{r=R_i} \right) = 0 \quad (2.51)$$

Die Gleichung (2.51) ist für $\beta = 0$ erfüllt, was auf eine ebene Welle führt. Wobei um eine endliche Lösung an der Stelle Null zu erhalten, muss die Konstante $B_2 = 0$ gesetzt werden, da die Neumannsche Funktion an der Stelle Null unendliche Werte besitzt (siehe Abbildung 8).

Durch Nullsetzen des Klammerausdruckes kann man die Konstante B_2 bestimmen und in die Ausgangsgleichung (2.50) einsetzen. Die Randbedingungen am äußeren Radius $r = R_a$ liefern.

$$\frac{dR}{dr} \Big|_{r=R_a} = \beta A_2 \left(\frac{dJ_m(\beta r)}{dr} \Big|_{r=R_a} - \frac{dJ_m(\beta r)/dr \Big|_{r=R_i}}{dN_m(\beta r)/dr \Big|_{r=R_i}} \cdot \frac{dN_m(\beta r)}{dr} \Big|_{r=R_a} \right) = 0 \quad (2.52)$$

Durch Einführung des Nebenverhältnisses $\eta = R_i / R_a$ ergibt sich durch Nullsetzen des Klammerausdruckes folgende Beziehung:

$$J'_m(\beta R_a) N'_m(\beta \eta) - J'_m(\beta \eta) N'_m(\beta R_a) = 0 \quad (2.53)$$

Die Bessel-Funktion besitzt jedoch unendlich viele Extrema, wodurch sich auch unendlich viele Möglichkeiten, β zu wählen, ergeben. Hier wird eine zweite Ordnungszahl $n = 0, 1, 2, \dots$ eingeführt, welche die lokalen Extrema durchnummeriert. Das n -te lokale Extremum der Bessel-Funktion m -ter Ordnung wird als S_{mn} bezeichnet. Die Zahl m ist deckungsgleich mit der Anzahl der radialen Knotenlinien und die Zahl n ist mit der Anzahl von Knotenkreisen identisch, deren Radien durch die Nullstellen der Bessel-Funktion festgelegt sind (siehe auch [10]). In der Abbildung 8 ist die Bessel-Funktionen 1. Art und 2. Art für die Ordnung von 0 bis 4 dargestellt.

Durch die Eigenwerte $S_{mn} = R\beta_{mn}$ kann die Gleichung (2.53) gelöst werden. Für jeden Umfangsmode m besitzt die Gleichung eine unendliche diskrete Folge von Lösungen β_{mn} , welche numerisch bestimmt werden können. Das heißt die Konstanten β_{mn} können aus den Eigenwerten S_{mn} bei gegebener Geometrie bestimmt werden, welche durch einsetzen in die Gleichung (2.46) eine Bestimmungsgleichung für α ergibt.

$$\left(\frac{S_{mn}}{R}\right)^2 = \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \alpha_{mn}^2 \quad (2.54)$$

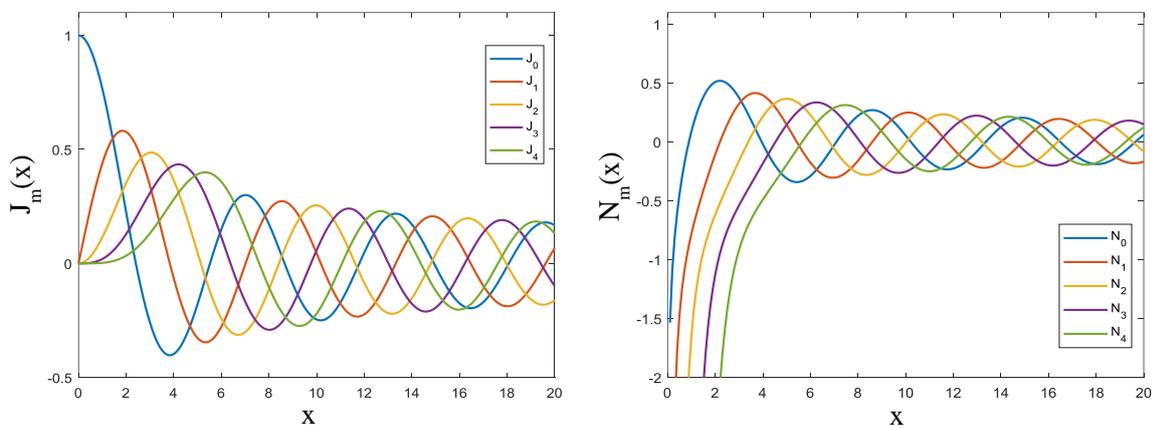


Abbildung 8: Die Bessel-Funktion 1. Art J_m (links) und Neumann-Funktion N_m (rechts)

Es sind insgesamt drei Funktionen zu bestimmen; bis jetzt haben wir $R(r)$ und $W(\theta)$ bestimmt. Die Funktion $Z(x)$ kann auf dieselbe Weise wie $W(\theta)$ gelöst werden. Die allgemeine Lösung für die Funktion $Z(x)$ lautet.

$$Z(x) = A_1 e^{-i\alpha x} + B_1 e^{i\alpha x} \quad (2.55)$$

Wir benötigen keine Randbedingungen für $Z(x)$, weil die Konstante α aus der Beziehung (2.54) ermittelt werden kann. Für die festgelegten Ordnungszahlen m und n ergibt sich.

$$\alpha_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \left(\frac{S_{mn}}{R}\right)^2} \quad (2.56)$$

Schlussendlich setzen wir die erhaltenen Funktionen (2.47), (2.50) und (2.55) in die Ausgangsgleichung des Separationsansatzes ein und erhalten die Lösung für den Schalldruck:

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn3} e^{-im\theta} + B_{mn3} e^{im\theta}) \cdot (A_{mn2} J_m(\beta_{mn} r) + B_{mn2} N_m(\beta_{mn} r)) (A_{mn1} e^{-i\alpha_{mn} x} + B_{mn1} e^{i\alpha_{mn} x}) \cdot e^{i\omega t} \quad (2.57)$$

Die Lösung für den Schalldruck ergibt sich aus der Summe unendlich vieler Teillösungen. Die Form der Lösung wird durch die Ordnungszahlen m und n bestimmt. Die Konstanten A_{mn1} und B_{mn1} bestimmen die Schallausbreitung in positiver und negativer z -Richtung; dementsprechend müssen sie ungleich Null sein und im Falle, dass sie gleich sind, entsteht eine stehende Welle. Demgemäß geben die Konstanten A_{mn3} und B_{mn3} eine Schallausbreitung in Umfangsrichtung vor. Für den Fall, dass die Konstante A_{mn3} den Wert eins und die Konstante B_{mn3} den Wert Null annimmt, wird das Schallfeld in eine Drehung in positiver Richtung versetzt, wobei die Winkelgeschwindigkeit durch die Ordnungszahlen m und n festgelegt ist. Zunächst betrachten wir die momentane Druckverteilung in einem Querschnitt für die Mode $(2,1)$, welche von A_{mn3} und B_{mn3} unabhängig ist.

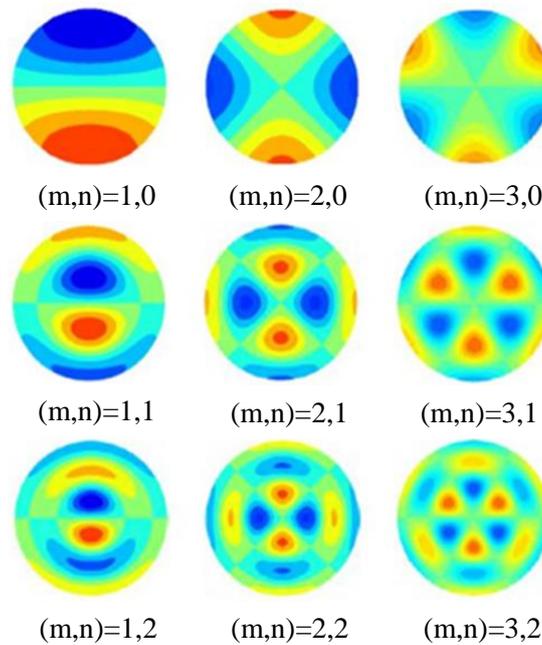


Abbildung 9: Momentane Druckverteilungen in einem zylindrischen Querschnitt für verschiedene Moden [11]

In Abbildung 9 stellen die blauen Bereiche einen negativen und die roten Bereiche einen positiven Schalldruckwert dar, wobei mit der Ordnungszahl m die Anzahl der Knotenlinien, die durch die Mitte verlaufen, und mit n die Anzahl der Knotenringe, die um die Mitte verlaufen, bestimmt werden.

Wie schon erwähnt, ist die Form der Druckverteilung in einem Querschnitt unabhängig von den Konstanten A_{mn3} und B_{mn3} . Der Einfluss der beiden Konstanten kommt zum Vorschein, wenn man das gesamte Rohr betrachtet (siehe Abbildung 10). Indem man die Lösung für einen festen Winkel θ und einen festen Radius r (bei $r = R$) betrachtet (siehe [12]), gilt die Proportionalität.

$$p' \sim (A_{mn1}e^{-i\alpha_{mn}x} + B_{mn1}e^{i\alpha_{mn}x})e^{i\omega t} \tag{2.58}$$

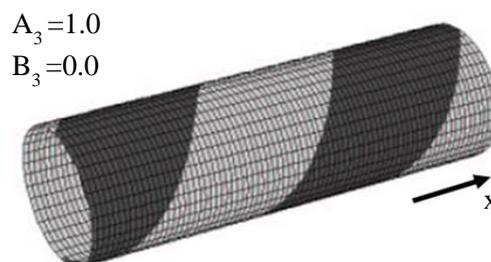


Abbildung 10: Druckverteilung an der Rohrwand für die Ordnungszahl $m=1$ [8]

2.5.3 Schallausbreitung bei Strömung

Bei der Herleitung der Gleichung (2.27) im vorherigen Abschnitt wurde angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids gleich Null ist. Für die Betrachtung der Schallausbreitung bei Strömung, wird hier von einem einfachen Fall ausgegangen und zwar von einer eindimensionalen Strömung mit räumlich und zeitlich konstanter Geschwindigkeit. Bei diesem einfachen Fall kann die Wellenausbreitung angegeben werden, ohne die Wellengleichung zu erweitern. Dementsprechend wird das Problem in einem Bezugssystem betrachtet, das sich mit der Strömung mitbewegt. Für so ein Bezugssystem ist das Medium in einem ruhenden Zustand und die Anwendung der Wellengleichung in der Form von (2.27) ist wieder erlaubt (siehe auch [8]).

Für die Betrachtung einer eindimensionalen Schallwelle im mitbewegten Bezugssystem muss die allgemeine Wellengleichung in dieses Bezugssystem übertragen werden. Im Folgenden sollen alle Größen im bewegten System mit dem Index B und mit R alle Größen im ruhenden System gekennzeichnet werden. Die Schwankungsgrößen p', ρ' und u' sind unabhängig vom Bezugssystem und werden mit keinem Index versehen. Der Ursprung des mitbewegten Bezugssystems bewegt sich mit der Geschwindigkeit \vec{U} im ruhenden System. Die Koordinatentransformation ist durch folgende Beziehung

$$x_B = x_R + u_0 t \quad (2.59)$$

gegeben. Die Lösung der Gleichung für die Druckschwankung im mitbewegten Bezugssystem ergibt sich, wenn man diese Transformation in die Gleichung für die Druckschwankung ohne Strömung einsetzt. Somit entsteht für die Druckschwankung im mitbewegten Bezugssystem:

$$p'_B = C_1 \cos(\omega t + kx_B) + C_2 \cos(\omega t - kx_B) \quad (2.60)$$

Dabei beschreibt der erste Term die Ausbreitung der Welle in negativer Richtung mit der Geschwindigkeit c und der zweite Term die Ausbreitung einer Welle in positiver Richtung. Die Druckverläufe können folgendermaßen dargestellt werden (siehe auch [8] [11] [10]):

$$p'_B = \hat{p} e^{i(\omega_B t - kx_B)} \quad (2.61)$$

$$p'_R = \hat{p} e^{i(\omega_R t - kx_R)} \quad (2.62)$$

Wie bereits erwähnt, ist die Druckschwankung unabhängig vom Bezugssystem. Daher müssen die Drücke am selben Ort gleich sein, aber mit unterschiedlichen Koordinaten. Es muss gelten

$$p'_R(x_B + u_0 t, t) = p'_B(x_B, t) \quad (2.63)$$

Durch Gleichsetzen von Gleichung (2.61) und (2.62) ergibt sich folgende Beziehung:

$$kx_B - \omega_B t = k(x_B + u_0 t) - \omega_R t \quad (2.64)$$

Hier wird k als Wellenzahl bezeichnet und wurde in der Gleichung (2.37) definiert. Setzt man die Wellenzahl ein und führt man die Machzahl $M_a = \frac{u_0}{c}$ ein, ergibt sich die Beziehung zwischen den beiden Frequenzen (siehe [11])

$$\omega_R = \omega_B + ku_0 = \omega_B(1 + M_a) \quad (2.65)$$

Wenn man die Gleichung (2.65) betrachtet, lässt sich erkennen, dass die Frequenz des ruhenden Bezugssystems um den Dopplerfaktor $(1 + M_a)$ gegenüber der im mitbewegten Bezugssystem verschoben ist.

2.5.4 Cut-Off Bedingung

Wenn man die Lösung für den Schalldruck in Gleichung (2.57) betrachtet, ist ersichtlich, dass die axiale Wellenzahl α_{mn} bei der Schallausbreitung in Strömungskanälen eine entscheidende Rolle spielt. Als

erstes legt das Vorzeichen die Ausbreitungsrichtung fest. Ohne Strömung ist die Wellenausbreitung in beiden Richtungen gleich, bei Strömung ist die Ausbreitung jedoch unsymmetrisch. Als zweites legt α_{mn} fest, ob eine reguläre Wellenausbreitung in axialer sowie in radialer Richtung stattfinden kann, wobei α_{mn} in Abhängigkeit der Modenordnung m und n reell oder imaginär werden kann. Für reelle Werte der Wellenzahl ist eine reguläre Wellenausbreitung möglich. Bei Betrachtung der Gleichungen (2.56) und (2.57) wird dies deutlich. Zuerst betrachten wir die Wellenausbreitung im Fall, wenn keine Strömung vorliegt. Das heißt der Term unter der Wurzel in der Gleichung (2.56) muss positiv sein, damit α_{mn} eine reelle Zahl wird. Damit $\Im\{\alpha_{mn}\} = 0$ ist, muss gelten

$$\frac{\omega}{c} > \beta_{mn} = \frac{S_{mn}}{R} \quad (2.66)$$

Wird diese Bedingung nicht erfüllt, ist α_{mn} imaginär und die Schalldruckamplitude klingt, je nach Vorzeichen der Lösung, ab bzw. wächst an. Nach einigen Umformungen, folgt

$$\omega_{mn} = c \frac{S_{mn}}{R} \quad (2.67)$$

was die Cut-Off Frequenz darstellt. Diese Frequenz ist jene Frequenz, unter der für ein ganz bestimmtes m und n keine reguläre Wellenausbreitung stattfindet.

Nachfolgend betrachten wir die Wellenausbreitung für den Fall, dass eine Strömung vorliegt. Hier kann man wieder den Zusammenhang zwischen den Frequenzen im ruhenden und mitbewegten System ausnutzen. Analog zur Gleichung (2.65) ergibt sich für die Frequenzen folgende Beziehung:

$$\omega_R = \omega_B + \alpha_{mn} U \quad (2.68)$$

In Abschnitt (2.5.2) wurde die Wellenzahl α_{mn} immer positiv angenommen. Da das Vorzeichen der Wellenzahl die Ausbreitungsrichtung der Welle festlegt und ohne Strömung, wie schon oben erwähnt wurde, die Wellenausbreitung in beiden Richtungen gleich ist, kann alles an der Welle in einer Richtung untersucht werden. Wenn aber Strömung vorliegt, ist die Wellenausbreitung mit und entgegen der Strömungsrichtung unsymmetrisch. Mit einer erweiterten Gleichung für α_{mn} können die beide Lösungen gleichzeitig behandelt werden.

Es soll hier der Zusammenhang zwischen ω_R und α_{mn} bestimmt werden (siehe auch [7] [8]). Löst man (2.68) nach ω_B auf und setzt es in die Gleichung (2.56) ein, ergibt sich:

$$\alpha_{mn} = \pm \sqrt{\frac{(\omega_R - \alpha_{mn} U)^2}{c^2} - \beta_{mn}^2} \quad (2.69)$$

Nun steht auf beiden Seiten der Gleichung (2.69) noch α_{mn} , durch umformen ergibt sich:

$$\alpha_{mn} = \frac{\omega_R}{c} \frac{S_{mn} - M_x}{1 - M_x^2} \quad (2.70)$$

In Gleichung (2.70) ist $S_{mn} = \sqrt{1 - \left(\frac{\beta_{mn} c}{\omega_R}\right)^2} (1 - M_x^2)$ (siehe auch [8] und [10]). Für eine reguläre Wellenausbreitung muss der Ausdruck unter der Wurzel positiv sein. Dies bedeutet, dass folgende Bedingung erfüllt sein muss:

$$1 - \left(\frac{\beta_{mn} c}{\omega_R}\right)^2 (1 - M_x^2) \geq 0 \quad (2.71)$$

Nach der Umformung auf ω_R ergibt sich:

$$\omega_R \geq \beta_{mn} c \sqrt{1 - M_x^2} = \omega_{c,mn} \quad (2.72)$$

Hier ergibt sich wieder die Grenzfrequenz $\omega_{c, \text{mn}}$, die sogenannte Cut-Off Frequenz. Die Cut-Off Frequenz unterscheidet sich jedoch von der im Fall ohne Strömung um den Faktor $\sqrt{1 - M_x^2}$. Dies bedeutet, dass die Cut-Off Frequenz im Vergleich zum Fall ohne Strömung für $M_x < 1$ abnimmt. Berücksichtigen wir die Strömung, verschiebt sich die Grenzfrequenz und es können höhere Moden ausbreitungsfähig sein, die ohne Strömung nicht ausbreitungsfähig sind.

2.6 Schallentstehung in modernen Flugzeugtriebwerken

Der abgestrahlte bzw. erzeugte Schall eines Triebwerkes setzt sich sowohl aus tonalen als auch aus breitbandigen Anteilen zusammen. Breitbandlärmtyp entsteht z.B. beim Umströmen eines Körpers. Diese Schallentstehung wird im Abschnitt 2.6.2 detailliert erläutert. Die Mechanismen, die tonalen Schall hervorrufen, basieren auf der periodischen Wechselwirkung zwischen Stator und Rotor innerhalb des Triebwerkes. Dieser tonale Anteil ist durch diskrete Töne im Frequenzspektrum gekennzeichnet. Ursache für tonale Lärmentstehung sind Nachläufe, welche aus den Schaufelreihen des Leitrades resultieren. Diese Nachläufe werden durch ein Laufrad durchtrennt, welche wiederum auf die Vorderkante des folgenden Stators treffen. Einen weiteren Einfluss auf die Schallentstehung haben die Effekte von Verdichtungsstößen an den Schaufelhinterkanten bei transsonischen Turbinenstufen.

Zunächst betrachtet wird ein einzelnes Laufrad mit B Anzahl von Schaufeln. Rotiert dieses Laufrad mit der Drehzahl n_{rpm} , so rotiert auch das gesamte Strömungsfeld mit derselben Drehzahl, wobei jedes Mal, wenn eine Schaufel an einem ruhenden Beobachter vorbeiläuft, eine Druckänderung stattfindet. Diese periodischen Druckänderungen erzeugen einen diskreten Ton mit einer Frequenz, die von Drehzahl und Schaufelzahl abhängig ist. Sie wird als Blattfolgefrequenz (Blade Passing Frequency BPF) bezeichnet und ist wie folgt definiert:

$$\text{BPF} = \frac{n_{\text{rpm}}}{60} B \quad (2.73)$$

Diese Frequenz stellt die Grundfrequenz des Laufrades dar. Hier werden auch ganzzahlige Vielfache der Blattfolgefrequenz angeregt; sogenannte höher harmonische Frequenzen. Diese Frequenzen überlagern sich dem bereits erwähnten Breitbandlärm in einem bestimmten, sehr begrenzten Frequenzbereich.

2.6.1 Schallentstehung in der Turbine durch Stator-Rotor-Interaktion

Nach Tyler und Sofrin [13] wird hier gezeigt, dass durch Stator-Rotor-Interaktion eine Vielzahl von sich drehenden Druckmuster sog. Spinning-Moden erzeugt werden. Diese zeigen auch, dass für die Schallentstehung durch die Stator-Rotor-Interaktion drei grundsätzliche Hauptmechanismen gibt:

- Nachläufe, welche von den Schaufelreihen des Leitrades resultieren, werden durch den stromab liegenden Rotor durchtrennt (siehe auch Abbildung 12).
- Auftreffen der vom drehenden Rotor verursachten Nachläufe auf die stromab liegenden, stehenden Statorschaufeln.
- Beeinflussung des rotierenden Druckfeldes um die Rotorschaufeln durch Wechselwirkung mit den Statorschaufeln.

Nach der Theorie von Tyler und Sofrin [13] sind die Umfangsmoden aufgrund der Rotor-Stator-Interaktion gegeben durch

$$m = hB \pm kV, \quad (2.74)$$

wobei m die Umfangsmode, B die Schaufelanzahl des Rotors und V die Schaufelanzahl des Stators darstellen. h ist der harmonische Index und kennzeichnet die Grundfrequenz sowie die höherharmonischen Frequenzen des Laufrades ($h = 1, 2, 3, \dots$). k ist ein ganzzahliger Wert und kann positive oder negative Werte annehmen ($k = 0, 1, 2, 3, \dots$). In Abhängigkeit vom Vorzeichen der Mode m kann sich das

Druckfeld mit oder gegen die Drehrichtung des Rotors bewegen. Diese Fälle sind in der Abbildung 11 aus [11] für die Grundfrequenz, d. h. für $h = 1$ und $k = -1$, dargestellt.

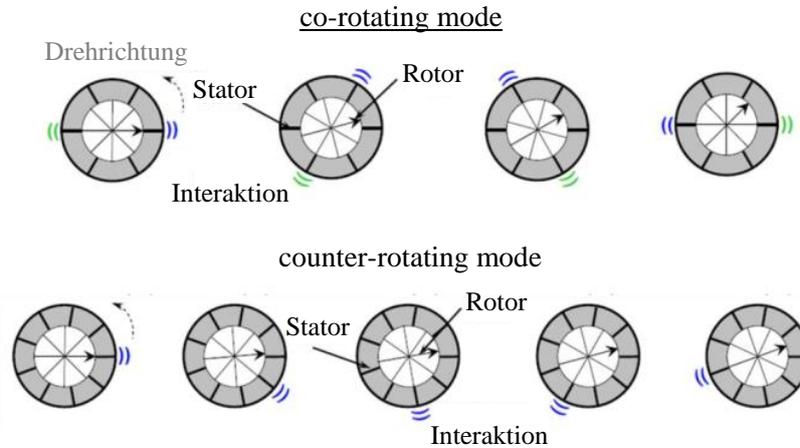


Abbildung 11: Drehrichtung des Druckfeldes [11]

Wenn man zuerst den oberen Teil der Abbildung 11 mit der Anzahl der Rotorscheaufeln $B = 8$ und der Anzahl der Statorschaufeln $V = 6$ sowie die Gleichung (2.74) betrachtet, ergibt sich mit den gegebenen h und k ein positiver Wert für die Mode m , woraus zu schließen ist, dass die Interaktion zwischen Stator und Rotor die gleiche Rotationsrichtung aufweist wie der Rotor. Betrachtet man den unteren Teil der Abbildung 11 mit der Anzahl der Rotorscheaufeln $B = 8$ und der Anzahl der Statorschaufeln $V = 9$, ergibt sich ein negativer Wert für die Mode m , woraus zu schließen ist, dass sich die Interaktion entgegen der Drehrichtung des Rotors dreht.

Hier kann die Winkelgeschwindigkeit Ω_m der Mode m mit der Kreisfrequenz des Rotors Ω wie folgt definiert werden:

$$\Omega_m = \Omega \frac{hB}{m} = \Omega \frac{hB}{hB \pm kV} \quad (2.75)$$

Durch die Betrachtung der Gleichung (2.75) lässt sich sagen, dass die Drehrichtung des Druckmusters sich in Abhängigkeit vom Vorzeichen der Mode m ergibt. Das heißt, wenn m positiv wird, ist auch Ω_m positiv, sonst wird Ω_m negativ.

Die Gleichung (2.74) kann laut [13] auch so modifiziert werden, dass man mehrere Schaufelreihen betrachten kann. Für eine Stator-Rotor-Stator-Interaktion mit den Stator Schaufelzahlen V_1 und V_2 berechnet sich die Modenordnung wie folgt.

$$m = hB \pm k_1 V_1 \pm k_2 V_2 \quad (2.76)$$

Diskrete Töne werden immer dann erzeugt, wenn das Strömungsfeld nicht homogen ist. Das heißt durch die geringe Geschwindigkeit in den Nachlaufdüsen ist das Strömungsfeld nicht mehr homogen. Bei geringem Axialabstand zwischen zwei Schaufelreihen (also zwischen Stator und Rotor) sind die Nachlaufdüsen noch sehr ausgeprägt, wenn sie die nächste Beschauflung erreichen und dadurch verschiebt sich der Staupunkt von der Vorderkante in Richtung der Saugseite des Profils. Dadurch entsteht eine Druckstörung an der Schaufelvorderkante, welche sich zwischen den Schaufeln in Umfangsrichtung ausbreitet. Als Folge davon werden sehr laute, diskrete Töne erzeugt.

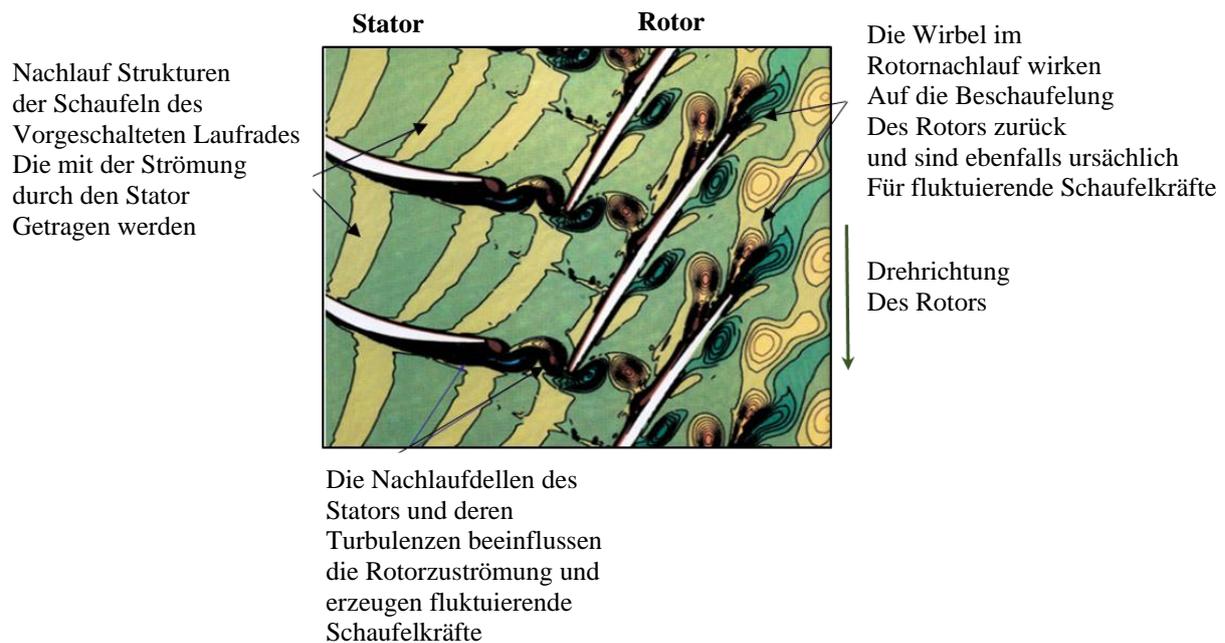


Abbildung 12: Numerische Simulation der Strömungssituation in einer Verdichterstufe zur Erläuterung der Ursachen der Generierung von Breitbandlärm an einer Verdichterbeschaukelung [14]

Im Fall einer Vergrößerung des Axialspaltes zwischen Rotor und Stator können sich die Nachläufe besser ausmischen und die Auswirkung auf die Schwankung der Schaufeldruckverteilung und auf die Lärmintensität wird geringer.

2.6.2 Schallentstehung beim Umströmen eines Körpers

Für die Unterschallströmungsbedingungen sind in Abbildung 13 vier Grenzschichtlärmmechanismen dargestellt. Bei hohen Reynoldszahlen entwickelt sich turbulente Grenzschicht über den größten Teil der Schaufeloberfläche. Wenn die Wirbelstrukturen der turbulenten Grenzschicht an einer Kante vorbeilaufen, sodass sich innerhalb einer kurzen Zeitspanne das umgebende Druckfeld für die Wirbel ändert, dadurch kommt es zur einer Schallabstrahlung bzw. Schallerzeugung (Abbildung 13 a)). In der Literatur wird dieser Effekt als Hinterkantenlärm bzw. „trailing edge noise“ bezeichnet. Wenn der Anströmwinkel ungleich Null ist, herrscht bei großen Anstellwinkel auf der Saugseite der Schaufel eine abgelöste turbulente Grenzschicht, welche durch die Interaktion der turbulenten Strukturen innerhalb der Grenzschicht zur Schallerzeugung sog. „Separation/Stall Noise“ führt (Abbildung 13 b) und c)). Sowie eine Schallentstehung durch Wirbelablösung „vortex shedding“, welche in den kleinen getrennten Strömungsbereichen hinter einer stumpfen Hinterkante auftritt. Weitere Schallentstehungsmechanismen sind sog. „thickness noise“ und „blade loading noise“. Das „thickness noise“ entsteht durch die Verdrängung der Luft, welche durch den Körper (Schaufel) im Strömungsfeld verursacht wird. Das „blade loading noise“ wird durch die Auftrieb- und Widerstandkräfte an der Schaufel verursacht.

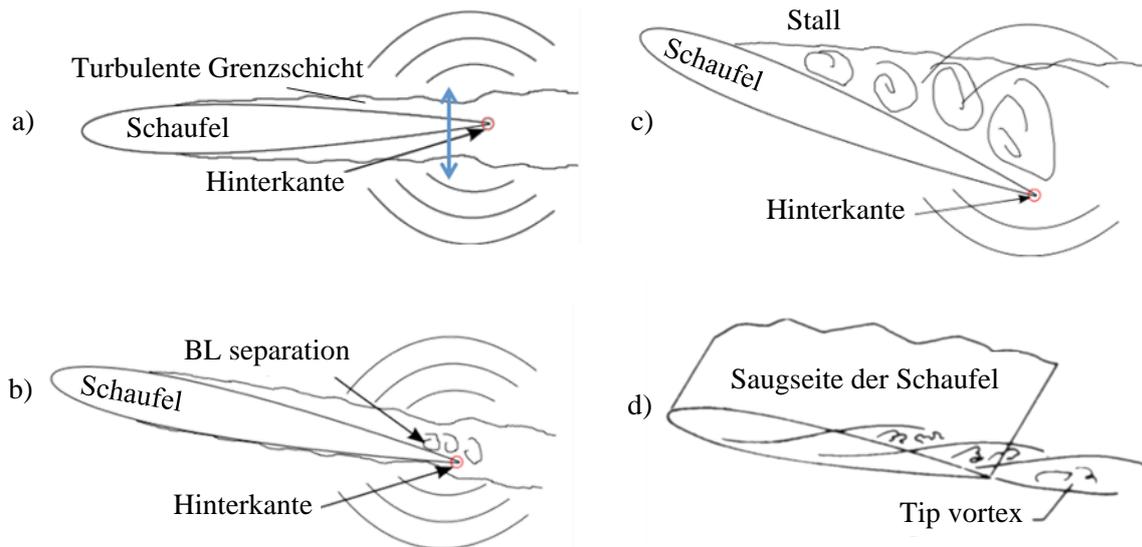


Abbildung 13: Strömungsbedingungen, die der Grenzschichtlärm „selfnoise“ bei Umströmung einer Schaufel erzeugen

Die bisherigen Betrachtungen zur Darstellung von Schallentstehung und Schallausbreitung gelten nur im freien Raum. Um die Schallentstehung bei der Umströmung von Körpern beschreiben zu können, werden hier durch Definition einer begrenzten Anzahl von Monopolen, Dipolen und Quadrupolen im Quellterm der Wellengleichung zu modellieren versucht. Die Idee ist die Bestimmung einer Wellengleichung für den umströmten Körper aus den nichtlinearen Strömungsgleichungen sog. erweiterte Lighthill-Gleichung. Diese repräsentiert eine inhomogene Wellengleichung für die Dichte- bzw. Druckschwankung. Wenn keine Berandung bzw. feste Körper im Raum ist, kann die Lösung direkt angegeben werden. Dies ist nicht so einfach, wenn feste Körper im Raum existieren. Innerhalb des Körpers gilt die Wellengleichung nicht, da auf den Oberflächen des Körpers die Randbedingungen erfüllt sein müssen. Infolgedessen ist die Bestimmung des Schallfeldes viel schwieriger. Es gibt eine Möglichkeit die Wellengleichung so umzuformen und zu erweitern, dass eine Lösung selbst mit der einfachen Green'schen Funktion berechnet werden kann. Die Lösung der erweiterten Lighthill-Gleichung führt dann zur Gleichung von Ffowcs-Williams und Hawkins. Hier wird zunächst die erweiterte Lighthill-Gleichung ohne Herleitung angegeben. Die allgemeine Herleitung der Wellengleichung ist in der Literatur [8] [12] zu finden. Für die Herleitung geht man von einem Volumen V mit einer Oberfläche S aus, welche durch eine Funktion $f(\vec{x}, t)$ beschrieben wird. Es ist noch eine Funktion sog. Heaviside-Funktion $H(x)$ nötig für welche allgemein gilt

$$H(x) = \begin{cases} 1 & \text{für } x > 0 \\ 0 & \text{für } x < 0 \end{cases} \quad (2.77)$$

Wenn die Hilfsfunktion $f(\vec{x}, t)$ als Argument der Heaviside-Funktion verwendet wird, ergibt sich ein Term, welcher innerhalb des Volumens V gleich Null und außerhalb gleich Eins ist. Das bedeutet, es ist

$$H(f(\vec{x}, t)) = \begin{cases} 1 & \text{für } \vec{x} \notin V; f(\vec{x}, t) > 0 \\ 0 & \text{für } \vec{x} \notin V; f(\vec{x}, t) < 0 \end{cases} \quad (2.78)$$

Die erweiterte Lighthill-Gleichung lautet dann wie folgt

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial^2}{\partial t^2}((\rho - \rho_0)H(f)) - c^2 \Delta((\rho - \rho_0)H(f)) \\
&= \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial y_j} (T_{ij}H(f)) + \frac{\partial}{\partial t} \left((\rho(u_i - v_i) + \rho_0 v_i) \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right) \\
& \quad - \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\rho u_i (u_j - v_j) + (p - p_0) \delta_{ij} - \tau_{ij}) \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f) \right)
\end{aligned} \tag{2.79}$$

Die Gleichung wurde von John Eirwyn Ffowcs-Williams erweitert. Diese wurde durch definieren von einer Hilfsfunktion f in einem zweiten körperfesten Koordinatensystem $\vec{\eta}$ definiert, wo auch alle Integrationen durchgeführt werden. Als weiteres wurden die beiden Raumintegrale, die nur auf der Oberfläche Werte liefern, in Oberflächenintegrale umgewandelt. Hier ist auch vorauszusetzen, dass die Oberfläche starr ist. Die erweiterte Lighthill Gleichung mit dem Ausdruck $(\rho - \rho_0)H(f) = \rho' H(f)$ lautet dann wie folgt.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial^2}{\partial t^2}((\rho')H(f)) - c^2 \Delta((\rho')H(f)) \\
&= \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial y_j} (T_{ij}H(f)) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left(Q_i \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \right)}_1 - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(L_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f) \right)}_2
\end{aligned} \tag{2.80}$$

Mit $L_{ij} = \rho u_i (u_j - v_j) + (p - p_0) \delta_{ij} - \tau_{ij}$, $Q_i = \rho(u_i - v_i) + \rho_0 v_i$ und dem Lighthillschen Spannungstensor $T_{ij} = \rho v_i v_j + P_{ij} - c^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij}$ stellt die Gleichung (2.80) eine inhomogene Wellengleichung dar. Wobei u_i, v_j die Geschwindigkeit des Fluides und v_i die Geschwindigkeit der Oberfläche, welche durch die Hilfsfunktion $f(\vec{x}, t) = 0$ beschrieben wird.

Der Term 1 in der Gleichung (2.80) beschreibt die Schallentstehung aufgrund der Dicke des Bauteiles, demgemäß wird dieser Anteil der Lösung als „thickness noise“ bezeichnet. Und der Term 2 beschreibt die Schallentstehung durch die aerodynamische Belastung eines umströmten Körpers, welcher einer lokalen Kraft pro Fläche entspricht, die von dem Körper auf das Fluid ausgeübt wird und wird als „loading noise“ bezeichnet.

2.7 Die diskrete Fourier Transformation (DFT)

Die Fourier Transformation bietet die Möglichkeit die Signale vom Zeitbereich in den Frequenzbereich zu transformieren. Die Grundlagen der diskreten Fourier Transformation sollen nun aufbauend auf den Inhalten von [15] und [16] kurz erläutert werden, im Speziellen betrachten wir eine periodische Folge $\tilde{x}[n]$ mit der Periode N , sodass $\tilde{x}[n] = \tilde{x}[n + rN]$ für alle ganzzahligen Werte von n und r ist. Eine solche Folge kann durch Fourier-Reihe dargestellt werden, welche einer Summe zueinander harmonisch liegender komplexer Exponentialfolgen entspricht. Das bedeutet, dass komplexer Exponentialfunktion mit Frequenzen ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz $(2\pi/N)$ sind, welche die folgende Form haben

$$e_k[n] = e^{i(2\pi/N)kn} \tag{2.81}$$

wobei k ganzzahlig ist, und die Darstellung als Fourier-Reihe hat dann die Form

$$\tilde{x}(n) = \frac{1}{N} \sum_k \tilde{X}(k) e^{i(2\pi/N)kn} \tag{2.82}$$

Die Darstellung der Fourier-Reihe eines zeitdiskreten Signals mit der Periode N erfordert N harmonisch zueinander liegende komplexe Exponentialfunktionen. Hier geht man davon aus, dass die harmonisch

zueinander liegenden komplexen Exponentialfunktionen $e_k[n]$ in Gleichung (2.81) für alle Werte von k , welche sich um N unterscheiden, gleich sind, d. h. $e_0[n] = e_N[n]$, $e_1[n] = e_{N+1}[n]$ und im Allgemeinen gilt dann

$$e_{k+lN}[n] = e^{i(2\pi/N)(k+lN)n} = e^{i(2\pi/N)kn} e^{i2\pi ln} = e^{i(2\pi/N)kn} = e_k[n] \quad (2.83)$$

wobei l ganzzahlig ist. Daher werden alle periodischen komplexen Exponentialfunktionen, deren Frequenzen ganzzahlig vielfache von $(2\pi/N)$ sind, durch die Menge von N periodischen komplexen Exponentialfunktionen $e_0[n], e_1[n], \dots, e_{N-1}[n]$ definiert. Aufgrund dessen sind für die Darstellung einer periodischen Folge $\tilde{x}[n]$ als Fourier-Reihe nur N dieser komplexen Exponentialfunktionen erforderlich, welche die Form hat.

$$\tilde{x}[n] = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \tilde{X}[k] e^{i(2\pi/N)kn} \quad (2.84)$$

Um die Koeffizienten der Fourier-Reihe $\tilde{X}[k]$ aus der periodischen Folge $\tilde{x}[n]$ zu berechnen, wird hier die Orthogonalität der Menge komplexer Exponentialfolgen ausgenutzt. Die beiden Seiten der Gleichung (2.84) werden mit $e^{-i(2\pi/N)nr}$ multipliziert und nach Summation von $n = 0$ bis $n = N-1$ erhalten wir folgende Gleichung:

$$\sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}[n] e^{-i(2\pi/N)nr} = \sum_{n=0}^{N-1} \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \tilde{X}[k] e^{i(2\pi/N)(k-r)n} \quad (2.85)$$

Die Reihenfolge der beiden Summationen auf der rechten Seite wird vertauscht, somit hat die Gleichung (2.85) die Form:

$$\sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}[n] e^{-i(2\pi/N)nr} = \sum_{k=0}^{N-1} \tilde{X}[k] \left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} e^{i(2\pi/N)(k-r)n} \right] \quad (2.86)$$

Die Orthogonalität der komplexen Exponentialfunktionen ist durch folgende Beziehung erkennbar.

$$\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} e^{i(2\pi/N)(k-r)n} = \begin{cases} 1, & k-r = mN, \quad m \text{ ganzzahlig} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.87)$$

Wenn diese Beziehung auf die Summation in den eckigen Klammern in Gleichung (2.86) angewendet wird, erhält man die Koeffizienten der Fourier-Reihe $\tilde{X}[k]$ in Gleichung (2.82) aus $\tilde{x}[n]$ über die folgende Beziehung:

$$\tilde{X}[k] = \sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}[n] e^{-i(2\pi/N)kn} \quad (2.88)$$

Die Koeffizienten der Fourier-Reihe können als eine endliche Folge betrachtet werden. Diese Folge ist durch die Gleichung (2.88) für $k = 0, \dots, (N-1)$ definiert und ist sonst Null oder sie ist als eine periodische Folge für alle k durch die Gleichung (2.88) definiert. Wenn man die Koeffizienten der Fourier-Reihe $\tilde{X}[k]$ als eine periodische Folge betrachtet, ergibt sich eine Dualität zwischen dem Zeit- und Frequenzbereich. Ein Analyse-Synthese-Paar bilden die Gleichungen (2.88) und (2.84), welche auch als diskrete Fourier-Reihe bezeichnet werden.

$$\tilde{X}(k) = \text{DFT}\{\tilde{x}(n)\} = \sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}(n) W_N^{kn} \quad (2.89)$$

$$\tilde{x}(n) = \text{IDFT}\{\tilde{X}(k)\} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \tilde{X}(k) W_N^{-kn} \quad (2.90)$$

Hier wurde zur Abkürzung der komplexe Drehoperator $W_N = e^{-i2\pi/N}$ verwendet.

In Abbildung 14 ist die Zahlenfolge von $N = 20$ Abtastwerten (links) und das zugehörige Spektrum (rechts) dargestellt. Hier wurde die diskrete Fourier-Transformation verwendet, um die Berechnung der N Spektralkoeffizienten $\tilde{X}(k)$ aus den N Signalkoeffizienten $\tilde{x}(n)$ durchzuführen. Die Berechnung der Spektralkomponenten aus seinen Signalkoeffizienten $\tilde{x}(n)$ wird mit der Gleichung (2.88) durchgeführt, welche dann über die Frequenz aufgetragen werden siehe Abbildung 14 (rechts). Das Spektrum enthält Signalanteile bei der Grundfrequenz f_1 und Vielfachen f_3 und f_5 , sowie einen symmetrischen Anteil um $f_A / 2$.

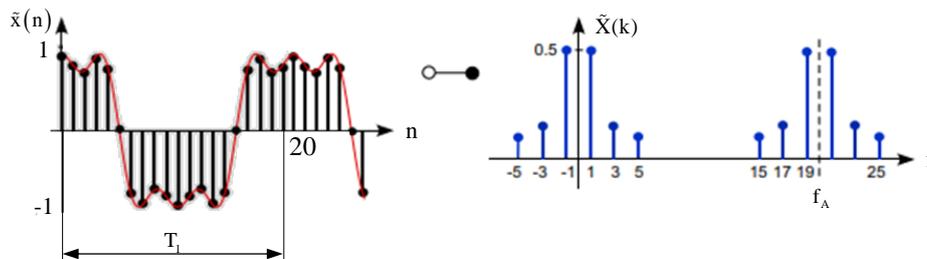


Abbildung 14: Das diskrete Zeitsignal $x(k)$ (links) und dessen DFT Spektrum $X(n)$ mit $N = 20$ (rechts)

In weitere Folge wird kurz auf die schnelle Fourier-Transformation (FFT) eingegangen. Bei der FFT handelt es sich um eine spezielle Form der diskreten Fourier-Transformationen, welche durch einen schnellen Algorithmus für die DFT mit geringsten Aufwand auf einen Rechner ausführbar ist. Hier wird z.B. der sogenannte Radix-2-Algorithmus behandelt, da er einfach zu implementieren ist und in vielen Anwendungsfällen ausgesprochen effizient arbeitet.

Die DFT benötigt N^2 komplexe Multiplikationen und Additionen für die Transformation von N Werten, wobei für die FFT, sofern N eine Potenz von 2 ist, nur etwa $N \cdot \log_2(N) = N \cdot \log_2(N)$ dieser Operationen nötig sind. Ist $N \neq 2^n$, dann ist es möglich durch Auffüllen mit Nullen dies zu erreichen (zero padding).

Die Symmetrien und Periodizitäten, welche in den Potenzen des Drehoperators W_N enthalten sind, werden bei der Auswertung von Gleichungen (2.89) und (2.90) ausgenutzt, um die Effizienz des FFT-Algorithmus zu erreichen. Damit man diese erreicht, zerlegt man die Folge $\tilde{x}(n)$ durch fortgesetzte Halbierung in immer kürzere Teilfolge, bis die Folge der Länge 2 hat. Wie bereits vorausgesetzt wurde, dass N eine Potenz von 2 ist und daher geradzahlig, kann $\tilde{x}(n)$ in zwei Teilfolgen der Länge $N/2$ unterteilt, wobei die erste Teilfolge $u(n)$ allen geraden k und die zweite $v(n)$ alle ungeraden n von $\tilde{x}(n)$ enthält.

$$u(n) = \tilde{x}(2n), \quad n = 0 \dots N/2 - 1 \quad (2.91)$$

$$v(n) = \tilde{x}(2n+1), \quad n = 0 \dots N/2 - 1 \quad (2.92)$$

Die Gleichung (2.89) lässt sich mit diesen Zusammenhängen in zwei Teilsummen zerlegen.

$$\begin{aligned} \tilde{X}(k) &= \sum_{n=0}^{N-1} \tilde{x}(n) W_N^{kn} \\ &= \sum_{n=0}^{N/2-1} \tilde{x}(2n) W_N^{2kn} + \sum_{n=0}^{N/2-1} \tilde{x}(2n+1) W_N^{(2n+1)k} \\ &= \sum_{n=0}^{N/2-1} u(n) (W_N^2)^{kn} + W_N^k \sum_{n=0}^{N/2-1} v(n) (W_N^2)^{kn} \end{aligned} \quad (2.93)$$

Mit der Definition für den Drehoperator $W_N^2 = (e^{-i2\pi/N})^2 = W_{N/2}$ ergibt sich zusammen mit der Gleichung (2.93) für $\tilde{X}(k)$ folgende Beziehung:

$$\tilde{X}(k) = \sum_{n=0}^{N/2-1} u(n) W_{N/2}^{kn} + W_N^k \sum_{n=0}^{N/2-1} v(n) W_{N/2}^{kn} \quad (2.94)$$

In der Gleichung (2.94) ist ersichtlich, dass aus einer N-Punkten DFT zwei DFTs mit jeweils N/2 Punkten zerlegt wurden. Für die Berechnung werden jetzt nur noch $2 \cdot (N/2)^2 + N$ komplexe Multiplikationen benötigt, statt N^2 für die DFT ohne diese Zerlegung. Die beiden DFTs in Gleichung (2.94) können stückweise in DFTs halber Länge zerlegt werden, bis schließlich nur noch 2-Punkt DFTs zu berechnen sind.

Es stellt sich die Frage, wie oft das Eingangssignal abgetastet werden muss, damit nichts an Informationen des kontinuierlichen Signals verloren geht. Die Abbildung 15 wird dazu betrachtet, welche zwei Sinussignale mit einer Frequenz von $f_{e1} = 2.5\text{Hz}$ im Bild oben und $f_{e2} = 8.6\text{Hz}$ im Bild unten zeigt. Hier werden beide Signale mit einer Abtastfrequenz von $f_A = 10\text{Hz}$ abgetastet.

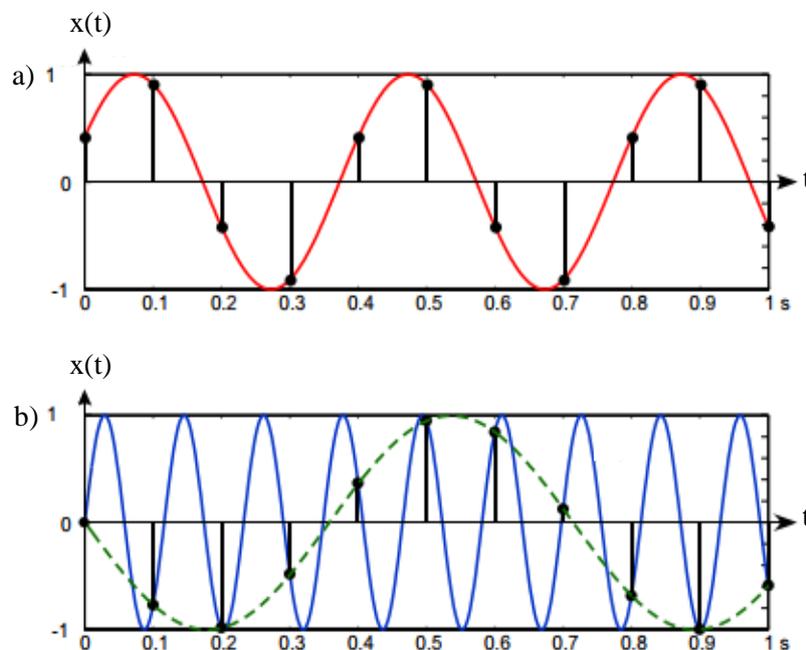


Abbildung 15: Zur minimalen Abtastfrequenz eines Signals

Die Wiederherstellung (sog. Rekonstruktion) des analogen Signals aus seinen Abtastwerten geschieht durch Verbinden der Abtastwerte. Bei niederfrequenten Signalen in Abbildung 15a) ist ersichtlich, dass die Wiederherstellung des analogen Signals ohne weiteres möglich ist, wobei beim höherfrequenten Signal Abbildung 15b) dies nicht der Fall ist. Das heißt, ohne Vorkenntnisse des ursprünglichen Signals würde man mit Abtastwerten die strichlierte Linie rekonstruieren. In diesem Fall spricht man vom Unterabtastfehler oder Aliasing. Dieser tritt immer dann auf, wenn die Anzahl der Abtastwerte, mit der ein Signal abgetastet wird, nicht ausreichend groß ist. Das heißt, Aliasing kann vermieden werden, wenn die Abtastfrequenz f_A größer als das Doppelte der maximalen Eingangsfrequenz $f_{e,max}$ ist, oder $f_A > 2 \cdot f_{e,max}$, sog. Nyquist-Kriterium.

2.8 Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung

2.8.1 Phasenmittelung (Phase Averaging)

Ein Vorgang im Post Processing ist die sogenannte Phasenmittelung (Phase Averaging). Die Werte einer Strömungsgröße $p(x,t)$ werden an einem beliebigen Punkt im Raum bei einer bestimmte Phase Φ arithmetisch gemittelt. Das heißt, es werden die Werte zur einer bestimmten immer gleichen Rotor-Stator Position gemittelt. Diese wird durchgeführt, um den stochastischen Anteil $p'(x,t)$ aus dem Signal zu „filtern“ und um nur die periodischen Anteile zu erhalten.

$$p(x,t) = \bar{p}(x) + \langle \tilde{p}(x,t) \rangle + p'(x,t) \quad (2.95)$$

$p(t)$ stellt den Gesamtdruck dar, \bar{p} den zeitlichen Mittelwert des Gesamtdruckes, $\langle \tilde{p}(t) \rangle$ deren rein periodischen Anteil und $p'(x,t)$ eine fluktuierende Größe. Diese Zerlegung wird auch Tripel-Dekomposition genannt.

Wenn die Anzahl der Umdrehungen über die gemittelt wird unendlich ist, bleibt nur der periodische Anteil übrig. In Abbildung 16 ist die Phasenmittelung über drei Umdrehungen (u_1 , u_2 , und u_3) dargestellt. Hier ist ersichtlich, dass sich die Samples, die arithmetisch gemittelt werden bei allen drei Umdrehungen bei der gleichen Phase Φ befinden. Weil bei den Messungen leichte Drehzahlschwankungen vorhanden sind, sind die Anzahl der Samples pro Umdrehung nicht gleich. Daher wird für jede Umdrehung der Signalabschnitt rekonstruiert und neu abgetastet, so dass für jede Umdrehung bzw. jeden Signalabschnitt die gleiche Anzahl an Abtastpunkten vorhanden ist. Erst dies ermöglicht die phasenrichtige Mittelung.

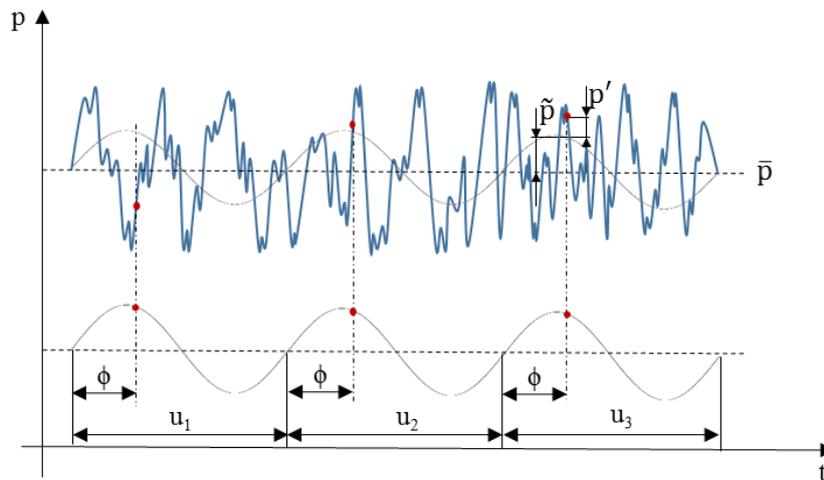


Abbildung 16: Phase Averaging

Nach der Durchführung der Phasenmittelung über eine hinreichend große Anzahl von Perioden, verschwindet der stochastischen Anteil $p'(x,t)$, wodurch sich folgende Gleichung ergibt.

$$p(t) = \bar{p} + \langle \tilde{p}(t) \rangle \quad (2.96)$$

2.8.2 Adaptive Neuabtastung

Während den Messungen des Schalldruckes wurden Einzelmesswerte (Samples) in konstantem Zeitintervall Δt aufgenommen, wobei die tatsächliche Anzahl der Einzelmesswerte pro Umdrehung nicht kon-

stant ist, weil die Drehzahl der Welle geringe Schwankungen erfährt. Damit keine „Verschmierungseffekte“ im Frequenzspektrum durch die variierende Anzahl der Messwerte pro Umdrehung auftreten, wurde hier das sogenannte „Order Tracking“ verwendet. In Bezug auf das Order Tracking (Trigger) wird die adaptive Neuabtastung verwendet.

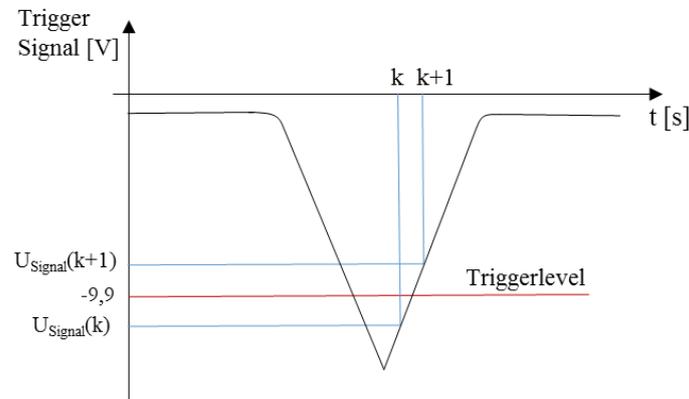


Abbildung 17: Bestimmung von Anfang oder Ende einer Umdrehung

Das Signal des Triggers wird parallel mit den Messdaten aufgezeichnet, wodurch der Anfang und das Ende einer Umdrehung der Welle festgestellt wird. In Abbildung 17 ist dargestellt, wie der Anfang oder das Ende einer Umdrehung bestimmt wird. Und zwar mit der Bedingung (2.97) oder (2.98) wird überprüft, ob der Triggerlevel zwischen dem Wert des Triggersignals beim Sampling mit der Nummer $U_{\text{Signal}}(k)$ und dem Wert beim $U_{\text{Signal}}(k+1)$ liegt oder fällt der Wert exakt mit dem Triggerlevel zusammen. In diesem Fall wird hier der Anfang bzw. das Ende einer Umdrehung gekennzeichnet.

$$U_{\text{Signal}}(k) < U_{\text{Level}} \wedge U_{\text{Signal}}(k+1) > U_{\text{Level}} \quad (2.97)$$

$$U_{\text{Signal}}(k) = U_{\text{Level}} \quad (2.98)$$

Danach findet die sogenannte adaptive Neuabtastung (Adaptive Resampling) statt, wo eine konstante Anzahl von Samples unabhängig von der momentanen Drehzahl unterteilt wird. In Abbildung 18 sind im Bild oben zwei Umdrehungen mit unterschiedlichen Drehzahlen (u_1 und u_2) mit jeweils verschiedenen Anzahl an Samples dargestellt. Um die gleiche Anzahl an Abtastpunkten (Samples) zu erhalten, wird hier für jede Umdrehung der Signalabschnitt rekonstruiert und neu abgetastet (downsampling), so dass für jede Umdrehung bzw. jeden Signalabschnitt die gleiche Anzahl an Abtastpunkten vorhanden ist. In Abbildung 18 (oberes Bild) sind zwei Umdrehungen mit unterschiedlichen Anzahl von Abtastpunkten dargestellt. Diese werden in eine gleiche Anzahl von Abtastwerten unterteilt (unteres Bild) und mittels Polynominterpolation werden die Werte an den entsprechenden Punkten interpoliert.

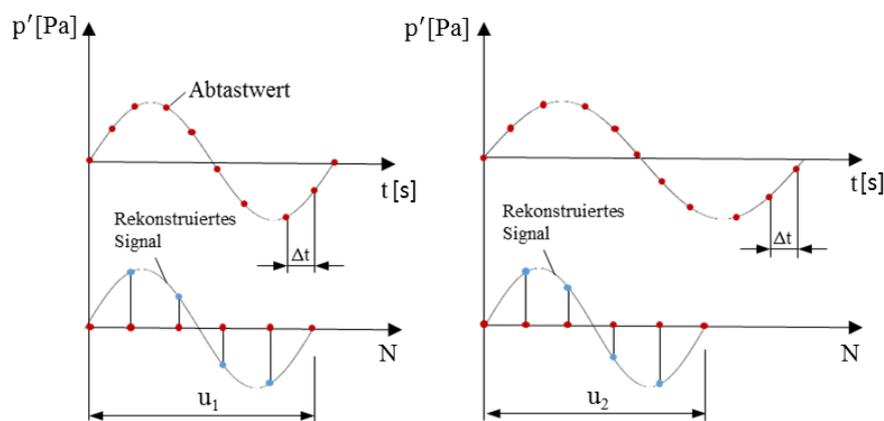


Abbildung 18: Veränderung der Abtastrate durch Neuabtastung, Drehzahl links größer als Drehzahl rechts

2.8.3 Polynominterpolation im \mathbb{R}^1

Die Interpolation wird immer dort verwendet, wo für $n+1$ Stützstellen x_i mit $i = 0, 1, \dots, n$, die Stützwerte $f(x_i) = y_i$ gegeben sind. Diese Werte stammen meist aus Messungen oder von einer Funktion, deren Werte sich sehr schwer durch beispielsweise eine Reihenentwicklung berechnen lassen. Man sucht eine Funktion, welche die zugehörigen Stützwerte y_i an den Stützstellen x_i annimmt und somit eine gute Annäherung an die wirkliche Funktion zwischen den Stützstellen darstellt.

Interpolation wird in zahlreichen Anwendungen benötigt; drei davon werden hier kurz erwähnt:

- Auswertungen von Messungen,
- Computergrafik,
- Approximation komplexer Funktionen.

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen für die Polynominterpolation nach Newton erklärt, welche für das Verständnis der Polynominterpolation, die in Matlab als Funktion implementiert wurden, dienen.

$$R_0 = \{(x_i, y_i) | a \leq x_0 < x_1 < x_2 < \dots < x_n \leq b\}$$

Folgende Größen und Beziehungen werden zur Beschreibung der Polynominterpolation nach [17] verwendet:

- Grundintervall I
 $I = [a, b] \in \mathbb{R}$ mit $-\infty < a < b < \infty$ bzw. reelle Funktion $f: I \rightarrow \mathbb{R}$
- Stützstellen x_i und Stützwerte y_i mit
 $R_0 = \{(x_i, y_i) | a \leq x_0 < x_1 < x_2 < \dots < x_n \leq b$
als Referenz (Punktfolge) mit den $n+1$ paarweise verschiedenen Stützstellen x_i und den $n+1$ zugehörigen Stützwerten y_i
- Interpolationspolynom
 $P_n(x) = a_0 x^n + a_1 x^{n-1} + \dots + a_{n-1} x + a_n \quad a_i \in \mathbb{R}$

Das Polynom ist der Ansatz vom Grade n mit den Basisfunktionen $x^n, x^{n-1}, \dots, x, 1$

2.8.4 Newton-Interpolation

Die geometrische Darstellung der linearen Interpolation ergibt eine Gerade durch zwei Punkte

$$p_1(x) = f_0 + \frac{f_1 - f_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) \quad (2.99)$$

Die Interpolation mit drei Stützstellen $x_0 < x_1 < x_2$ ergibt ein Polynom zweiten Grades bzw. eine Gleichung für eine quadratische Parabel, welche die Form nach [17] hat:

$$p_2(x) = f_0 + \frac{f_1 - f_0}{x_1 - x_0} (x - x_0) + \frac{f_2 - f_1}{x_2 - x_1} \frac{f_1 - f_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)(x - x_1) \quad (2.100)$$

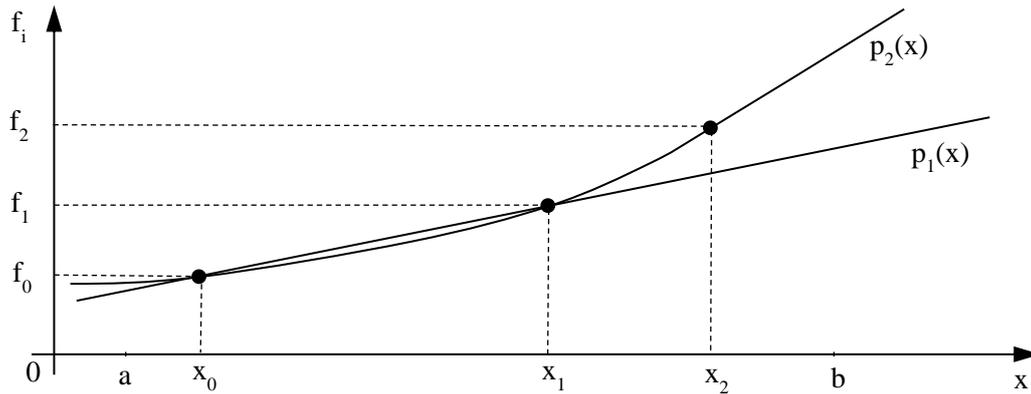


Abbildung 19: Lineares Interpolationspolynom durch zwei bzw. drei Punkte $(x_i, f_i), i = 0, 1, 2$ nach [17]

Um die Koeffizienten des Interpolationspolynoms in Newton-Form zu berechnen kann hier das sogenannte „Schema der dividierten Differenzen“ angewendet werden, wie es zum Beispiel in [17] vorgestellt wird.

1. Der Quotient der dividierten Differenzen von x_1 und x_0 bezüglich f ist

$$f[x_1, x_0] = \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0} \tag{2.101}$$

2. Der Quotient der dividierten Differenzen von x_1, x_2, x_3 bezüglich f ist

$$f[x_2, x_1, x_0] = \frac{f[x_2, x_1] - f[x_1, x_0]}{x_2 - x_0} \tag{2.102}$$

3. Wenn die k -ten dividierten Differenzen bereits definiert sind, dann gilt für die $(k+1)$ -te dividierte Differenzen x_{k+1}, \dots, x_1, x_0 bezüglich f wie folgt:

$$f[x_{k+1}, x_k, \dots, x_1, x_0] = \frac{f[x_{k+1}, \dots, x_2, x_1] - f[x_k, \dots, x_1, x_0]}{x_{k+1} - x_0} \tag{2.103}$$

Dividierte Differenzen $f(x_0), f(x_1, x_0), \dots, f(x_{k+1}, \dots, x_1, x_0)$ werden nach folgendem Schema, sog. Differenzenschema (siehe Tabelle 2) berechnet. Hier liefert die Hauptdiagonale die Koeffizienten für das Interpolationspolynom $p(x)$.

Tabelle 2: Schema der dividierten Differenzen

x_i	$f[x_i]$	$f[x_i, x_{i+1}]$	$f[x_i, x_{i+1}, x_{i+2}]$	$f[x_i, x_{i+1}, x_{i+2}, x_{i+3}]$
x_0	f_0			
x_1	f_1	$f[x_1, x_0]$		
x_2	f_2	$f[x_2, x_1]$	$f[x_2, x_1, x_0]$	
x_3	f_3	$f[x_3, x_2]$	$f[x_3, x_2, x_1]$	$f[x_3, x_2, x_1, x_0]$

Zum Schema der dividierten Differenzen ist anzumerken, dass

- die Reihenfolgen der Stützstellen unerheblich ist,
- man einfach weitere Stützstellen unten einfügen kann,

Durch die errechneten Koeffizienten erhält man die Darstellung des Newton-Interpolationspolynoms:

$$p(x) = f(x_0) + f[x_1, x_0](x - x_0) + f[x_2, x_1, x_0](x - x_0)(x - x_1) + f[x_3, x_2, x_1, x_0](x - x_0)(x - x_1)(x - x_2) \quad (2.104)$$

Wenn ein bestimmter Interpolationswert $p(x_p)$ gesucht wird, ersetzt man im Polynomausdruck x durch x_p .

Der Interpolationsfehler (Restglied der Interpolation) des Interpolationspolynoms $p(x)$ von $f(x)$ in den Stützstellen $x_0, \dots, x_n \in [a, b]$ ist wie folgt definiert

$$R_n(x) = f(x) - p_n(x) \quad (2.105)$$

„Wenn $f(x)$ mindestens $(n+1)$ -mal stetig differenzierbar ist und $p(x)$ das Interpolationspolynom von $f(x)$ in den Stützstellen $x_0, \dots, x_n \in [a, b]$, dann existiert zu jedem $x \in [a, b]$ eine Zwischenstelle. Damit lautet der Interpolationsfehler wie folgt“ [17].

$$|R_n(x)| = |f(x) - p_n(x)| = \frac{\max_{x \in [a, b]} |f^{(n+1)}(x)|}{(n+1)!} |(x - x_0)(x - x_1) \dots (x - x_n)| \quad (2.106)$$

2.9 Akustische Modenanalyse

Schallentstehung, Schallausbreitung sowie die mathematische Beschreibung des Schalles wurde bereits in den vorherigen Abschnitten erklärt (siehe Abschnitt 2.1 und 2.4). Die Modalanalyse bzw. Modenanalyse wird hier verwendet, um aus dem gemessenen Schalldruck Informationen zu bekommen, aus welchen Interaktionen in der Maschine der Schall hervorgerufen wird.

Um die Bestimmungsgleichung für den Schalldruck zu erhalten, ist hier die Lösung der Wellengleichung aus dem Abschnitt 2.5.2 erforderlich. Die Lösung der Wellengleichung ist von Gareth J. et al. [18] unter Berücksichtigung der Bedingungen in Abschnitt 2.5.3 in folgender Form angegeben:

$$p'(x, r, \theta, t) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^+ e^{i\alpha_{mn}^+ x} + A_{mn}^- e^{i\alpha_{mn}^- x}) f_{mn} \left(\sigma_{mn} \left(\frac{r}{R} \right) \right) e^{im\theta} e^{-iot} \quad (2.107)$$

Wobei A_{mn}^+ und A_{mn}^- die komplexen Amplituden für eine Schallausbreitung in Strömungsrichtung (+) und entgegen der Strömungsrichtung (-) darstellen. Dementsprechend sind α_{mn}^+ und α_{mn}^- die axialen Wellenzahlen. m und n stellen, wie bereits in Abschnitt 2.5.2 erläutert, die Umfangs- bzw. Azimutalmoden -und Radialmodenordnungen dar. Im Fall einer schallharten Wand stellt $f_{mn} \left(\sigma_{mn} \frac{r}{R} \right)$ die normierte radiale Mode. Diese ist für den kreisrunden Querschnitt mit Nabenkörper wie folgt definiert:

$$f_{mn} \left(\sigma_{mn} \left(\frac{r}{R} \right) \right) = \frac{1}{\sqrt{F_{mn}}} \left(J_m \left(\sigma_{mn} \left(\frac{r}{R} \right) \right) + Q_{mn} N_m \left(\sigma_{mn} \left(\frac{r}{R} \right) \right) \right) \quad (2.108)$$

Hier stellt J_m die Bessel-Funktion erster Art und N_m die Neumann-Funktion jeweils m -er Ordnung dar, welche durch die Eigenwerte σ_{mn} und das Radienverhältnis $\eta = r/R$ festgelegt wurde. Die Konstante F_{mn} stellt einen Normalisierungsfaktor dar (siehe auch [19]).

$$F_{mn} = \begin{cases} \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] & , m = n = 0 \\ \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) \hat{f}_{mn}^2(R) - \left(\left(\frac{r}{R} \right)^2 - \frac{m^2}{\sigma_{mn}^2} \right) \hat{f}_{mn}^2(r) \right] & , \text{sonst} \end{cases} \quad (2.109)$$

mit

$$\hat{f}_{mn}^2(r) = J_m \left(\sigma_{mn} \left(\frac{R}{r} \right) \right) + Q_{mn} N_m \left(\sigma_{mn} \left(\frac{R}{r} \right) \right) \quad (2.110)$$

Die axiale Wellenzahl in der Gleichung (2.107) ist bei überlagerter Strömung, wie bereits in Abschnitt 2.5.3 definiert, wie folgt gegeben:

$$\alpha_{mn}^{\pm} = \frac{k}{1 - M_x^2} \left[-M_x \pm \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \left(\frac{\sigma_{mn}}{kR} \right)^2} \right] \quad (2.111)$$

Hierbei ist M_x die axiale Machzahl und k die Wellenzahl. Die axiale Wellenzahl für die Schallausbreitung bei der überlagerten Strömung wird nach Gleichung (2.111) berechnet, wobei die Strömung als drallfrei angenommen wurde. Dies ist in Realität in den meisten Fällen nicht gegeben, da die Messungen gezeigt haben, dass die Strömung hinter dem TEC (Ebene D) nahezu drallfrei ist, infolgedessen wird auch die Strömung in betrachteter Ebene als drallfrei angenommen.

Die Gleichung (2.107) beschreibt eine reguläre Wellenausbreitung in axialer Richtung, wenn die axiale Wellenzahl α_{mn} reell ist. Der Frequenz unter der eine bestimmte Modenordnung nicht mehr ausbreitungsfähig ist, wird durch die Cut-Off Frequenz $\omega_{c,mn}$ bestimmt (siehe Abschnitt 2.5.4). In der Gleichung (2.111) ist erkennbar, dass wenn $(1 - M_x^2) (\sigma_{mn} / kR)^2$ größer eins ist, so wird der Term unter der Wurzel negativ; somit besitzt die axiale Wellenzahl α_{mn} einen Imaginärteil. Die Lösung klingt also mit dem Faktor $e^{\pm \alpha_{mn} x}$ in x Richtung ab oder wächst entsprechend an. Das exponentielle Anwachsen ist allerdings unphysikalisch [6], daher ist die Lösung so zusammen zusetzen, dass sich ein abklingendes Schallfeld ergibt.

2.9.1 Azimutalmodenanalyse (AMA)

Mit der Azimutalmodenanalyse können die komplexen Amplituden A_{mn}^+ und A_{mn}^- mit Hilfe des gemessenen Schalldruckes für eine bestimmte Frequenz berechnet werden. Für die Berechnung der komplexen Schalldruckamplitude A_m kann die Lösung der Wellengleichung (2.107) laut [18] folgendermaßen geschrieben werden:

$$p'(x, r, \varphi, \omega) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} A_m(x, r, \omega) e^{im\varphi} \quad (2.112)$$

Hier ist A_m die komplexe Amplitude der Umfangsmoden der Ordnung m , wobei sie in eine Serie von radialen Moden der Ordnung n aufgeteilt werden kann. Für die Berechnung der azimutale Amplitude A_m ohne Referenzsignal wird folgende Gleichung verwendet:

$$A_m(x_0, r_0) = \frac{1}{N_\theta} \sum_{k=1}^{N_\theta} p_k(x_0, r_0, \theta_k) \cdot e^{-im\theta_k} \quad (2.113)$$

Wenn man diese Gleichung mit der Gleichung (2.82) vergleicht, stellt man fest, dass dies hier eine räumliche, diskrete Fourier-Transformation ist.

Aus dem Betrag der komplexen Schalldruckamplitude der Mode m A_m werden die Schalldruckpegel berechnet. Das Nyquist-Abtasttheorem begrenzt den Bereich der Azimutalmoden, welche aus den experimentellen Daten ermittelt werden können. Das heißt, wenn die azimutale Wellenlänge $2\pi/m$ größer ist als der doppelte Abstand zwischen zwei benachbarten Messpunkten, kann ein Mode richtig bestimmt werden. Die folgende Beziehung muss laut [20] erfüllt sein, damit die Moden korrekt bestimmt werden bzw. damit kein Aliasing auftritt.

$$\frac{2\pi}{m_{\max}} > 2\Delta\theta = 2\left(\frac{2\pi}{N_\theta}\right) \rightarrow m_{\max} < \frac{N_\theta}{2} \quad (2.114)$$

N_θ ist die Anzahl der Messpositionen im Umfangsrichtung, m_{\max} maximale Moden Anzahl und $\Delta\theta$ Abstand zwischen zwei benachbarten Messpositionen.

2.9.2 Radialmodenanalyse (RMA) und Schalleistungsberechnung

Das Radialmodenanalyse-Verfahren beruht auf der Lösung eines linearen Gleichungssystems. Dadurch werden die Amplituden aller Moden (m, n) im Strömungskanal bestimmt und damit die Schallanregung einer Turbomaschine detailliert erfasst.

$$\underline{A}_m = \underline{W}_m \underline{A}_{mn} \quad (2.115)$$

Hier stellt \underline{A}_m einen Vektor mit den zuvor berechneten Amplituden der Azimutalmoden dar, welcher die Länge $2x_i$ besitzt \underline{W}_m ist eine Matrix der Größe $2x_i \times 2n_{\max}$, wobei n_{\max} die Anzahl der radialen Moden n darstellt. Die \underline{W}_m Matrix enthält Einträge, wie Formfaktor, axiale Wellenzahl und axiale Position in der Form $W_{mn} = f_{mn} e^{i\alpha_{mn}x}$. \underline{A}_{mn} ist der Vektor komplexe Schalldruckamplitude der Mode (m, n) der gesuchten Moden für beide Ausbreitungsrichtungen. Zur Lösung dieses Gleichungssystems, weil das in den meisten Fällen überbestimmt ist, wird hier die Methode der kleinsten Fehlerquadrate („Least-Mean-Squares Fit“, LSQR) verwendet. Um die Schallquelle zu bewerten, wird am häufigsten die Schalleistung, welche über die Grenzen eines Kontrollvolumens transportiert wird, betrachtet. Bei einem zylindrischen Kanal mit schallharten Wänden kann die Energie, die in axialer Richtung transportiert wird, nur durch den Ein- und Austrittsquerschnitt transportiert werden. Mit den ermittelten komplexen Radialamplituden A_{mn}^\pm kann die Schalleistung nach Morfey wie folgt berechnet werden:

$$P_{mn}^\pm = \frac{\pi R^2 \bar{\alpha}_{mn} (1 - M_x^2)^2}{\rho c (1 \pm \bar{\alpha}_{mn} M_x)^2} |A_{mn}^\pm|^2 \quad (2.116)$$

$$\bar{\alpha}_{mn} = \sqrt{1 - (1 - M_x^2) \frac{\sigma_{mn}^2}{(kR)^2}} \quad (2.117)$$

Betrachtet man die Gleichung (2.117), erkennt man die Cut-Off Bedingung wieder.

2.10 Riblets

2.10.1 Reibungswiderstand an glatten Oberflächen

Wenn eine Rohrströmung vorliegt, wird der Reibungswiderstand von glatten Oberflächen für eine voll entwickelte turbulente Strömung durch das Prandtl'sche Gesetz beschrieben.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (2.118)$$

Die Konstante $-0,8$ entspricht dabei einem experimentell ermittelten Wert. Der Reibungsfaktor λ ist dabei wie folgt definiert

$$\lambda = \frac{d}{l} \frac{2dp}{\rho \bar{u}^2}, \quad (2.119)$$

wobei dp den Druckverlust, d den hydraulischen Durchmesser, l die axiale Durchströmungslänge und \bar{u} die mittlere Strömungsgeschwindigkeit darstellt. Sowie die Reynolds-Zahl $\text{Re} = \bar{u}d / \nu$, wobei ν die kinematische Viskosität des Fluides darstellt. Die Berechnung des Widerstandes in Kreisrohren, wie bereits in der Gleichung (2.118) festgelegt wurde, kann auch den Widerstand für nicht kreisförmige Querschnitte gut beschreiben. Hier muss die Reynolds-Zahl mit dem hydraulischen Durchmesser gebildet werden. Im Fall einer Strömung zwischen zwei unendlich großen, um 2δ voneinander entfernten Platten ist der hydraulische Durchmesser $d = 4\delta$. Der Zusammenhang zwischen Reibungsfaktor λ und Reibungsbeiwert C_f kann über ein Kräftegleichgewicht gezeigt werden, sodass der Zusammenhang sowohl für ein Rohr als auch für zwei Platten gilt:

$$C_f = \frac{\tau_{\text{tot}}}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \quad \text{und} \quad C_f = \frac{\lambda}{4} \quad (2.120)$$

Die zeitlich gemittelte laminare Wandschubspannung τ_{lam} wird mit Hilfe der dynamischen Viskosität $\mu = \rho\nu$ und über die Ableitung der Geschwindigkeit senkrecht zur Wand berechnet:

$$\tau_{\text{lam}} = \mu \frac{\partial u}{\partial n_o} \quad (2.121)$$

Im Vergleich zur laminaren Grenzschicht treten in der turbulenten Grenzschicht zusätzliche („scheinbaren oder turbulenten) Spannungen auf, welche durch die turbulenten Schwankungsbewegungen hervorgerufen werden und sind durch die zeitlichen Mittelwerte der Schwankungsgrößen gegeben

$$\begin{aligned} \tau'_{xx} &= -\rho \overline{u'u'} \\ \tau'_{yx} &= -\rho \overline{u'v'} \\ \tau'_{zx} &= -\rho \overline{u'w'} \end{aligned} \quad (2.122)$$

welche zur Widerstandserhöhung führen.

Die gesamten Spannungen setzen sich additiv zusammen aus den viskosen Spannungen (laminaren Wandschubspannungen) nach Gleichung (2.121) und scheinbaren turbulenten Spannungen (2.122)

$$\tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) - \rho \overline{u'v'} \quad (2.123)$$

Die scheinbaren Spannungen überwiegen bei weitem die viskosen Spannungen, so dass man diese in vielen Fällen mit guter Näherung vernachlässigen kann.

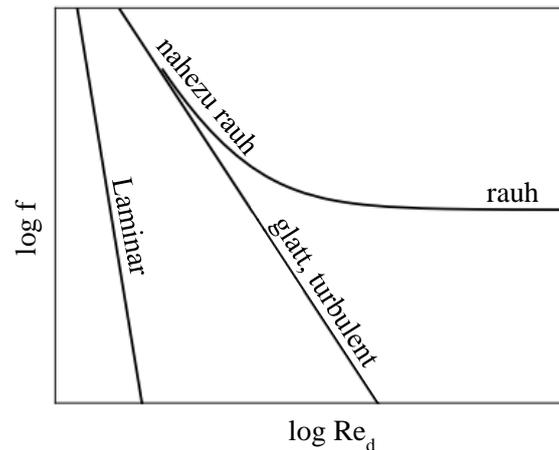


Abbildung 20: Reibungsfaktorverlaufs nach Moody [21]

Betrachtet man die Abbildung 20 und die Gleichungen (2.120), erkennt man, dass der Reibungswiderstand einer laminar umströmten Platte kleiner ist als der Reibungswiderstand einer vollständig turbulent umströmten Platte.

2.10.2 Beeinflussung der turbulenten Wandschubspannung durch Riblets

Riblets sind Oberflächenstrukturen, welche aus zueinander parallel angeordneten Rillen bestehen. Wenn die Riblets entlang der Rillen in einem bestimmten Reynoldszahlbereich angeströmt werden, reduzieren sie den turbulenten Reibungswiderstand im Vergleich zu einer glatten Oberfläche. Diese Reibungsreduzierung entsteht dadurch, dass die turbulente Grenzschicht in den Rillen beeinflusst wird. Die turbulente Grenzschichtströmung kann in mehrere Bereiche wie in Abbildung 21 dargestellt ist, unterteilt werden. In der unteren Schicht überwiegt der laminare Anteil der Schubspannung, welche als viskose Unterschicht bezeichnet wird. In der turbulenten Innenschicht (buffer layer) sind die turbulenten Anteile an der Schubspannung gleich den laminaren Anteil. Sowie turbulente Außenschicht, wo die laminaren Schubspannungen nahezu Null sind und es dominieren die turbulenten Schubspannungen. Die Modifikation des Geschwindigkeitsfeldes durch Riblets-Strukturen im wandnahen Bereich findet innerhalb der viskosen Unterschicht und des buffer layers statt.

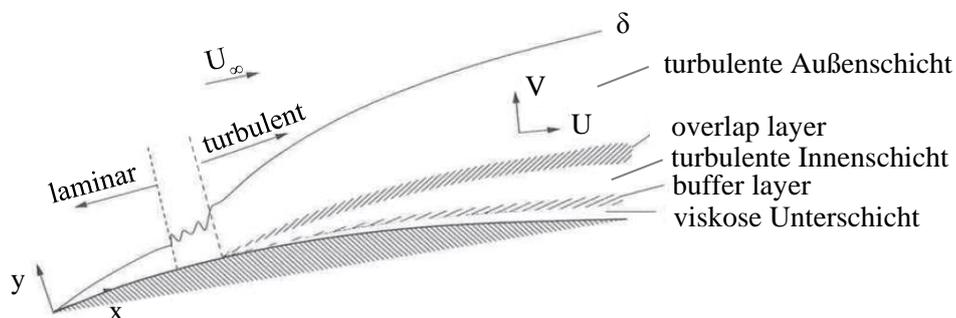


Abbildung 21: Schichten der turbulenten Grenzschichtströmung [22]

In der Literatur sind zwei mögliche Mechanismen, welche den turbulenten Reibungswiderstand durch Riblets reduzieren, angegeben. Als Erster Mechanismus ist im Allgemeinen die Reibungsfläche unter Verwendung von Riblets viel größer als ohne. Das heißt, wenn Riblets die richtige strömungsoptimierte Geometrie (Breite und Höhe) aufweisen, interagieren die Wirbel nur mit den Spitzen, da die Wirbel

aufgrund der Abwärtsbewegung nicht in die Täler der Riblets gedrückt werden (siehe Abbildung 22 b)), wodurch der Reibungswiderstand reduziert wird. Ist der Abstand s^+ zwischen Riblets-Rillen größer als der Durchmesser der Wirbel, können diese in die Täler der Riblets gepresst werden (siehe Abbildung 22 c)), wodurch der Reibungswiderstand aufgrund vergrößerter Reibungsfläche größer wird. Dies ist ein Mechanismus durch welchen der Reibungswiderstand reduziert wird.

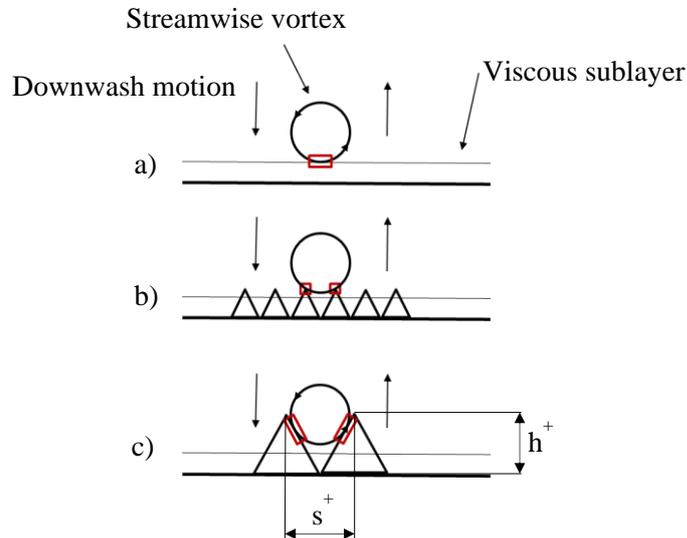


Abbildung 22: Schematische Darstellung der Reibungswiderstandserhöhung- und Minderung Mechanismen

Als zweiter Mechanismus reduzieren die Riblets den Impulsfluss durch Behinderung der Querbewegung [23]. In der viskosen Unterschicht sind die sog. speed-streaks, welche langsames Fluid von der Wand weg zur Hauptströmung („ejections“) und um die Kontinuität zu erfüllen schnelleres Fluid zur Wand hin („sweeps“) transportieren. Die sog. „ejections“ und „sweeps“ verursachen einen Impulsfluss zur Wand hin, welche eine turbulente Schubspannung erzeugt. Das heißt, dass durch das Hinzutreten der Schwankungsbewegungen zur mittlere Bewegung zusätzliche Schubspannungen (sog. scheinbaren Spannungen) auftreten. Die turbulenten Schubspannungen, welche durch die vertikale Fluidbewegung erzeugt werden, sind immer von der Querbewegungen (cross flow) begleitet. Wenn die Querbewegungen unterdrückt werden, sodass die Geschwindigkeit w' Null wird, so wird auch der Impulsfluss, der von der Geschwindigkeit w' abhängt unterdrückt. Dann gilt für den Spannungstensor (2.124) der von Schwankungsbewegungen hervorgerufen Kräften folgende Beziehung.

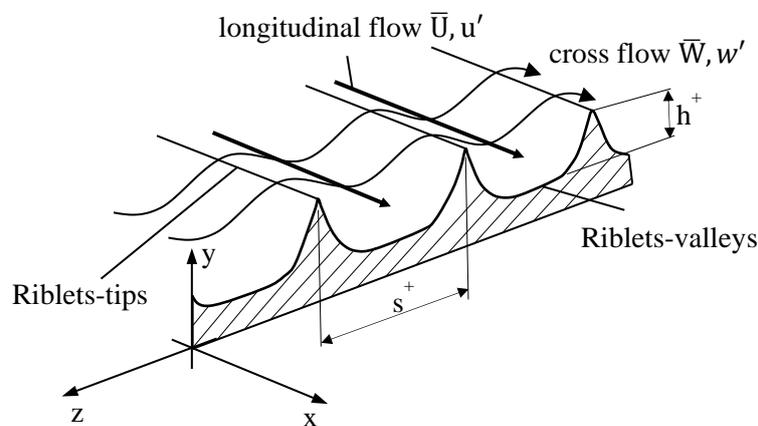


Abbildung 23: Schematische Darstellung der longitudinal- und Querbewegung an der Riblets Oberfläche

$$\begin{pmatrix} \tau'_{xx} & \tau'_{xy} & \tau'_{xz} \\ \tau'_{yx} & \tau'_{yy} & \tau'_{yz} \\ \tau'_{zx} & \tau'_{zy} & \tau'_{zz} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \overline{\rho u'^2} & \overline{\rho u'v'} & \overline{\rho u'w'} \\ \overline{\rho v'u'} & \overline{\rho v'^2} & \overline{\rho v'w'} \\ \overline{\rho w'u'} & \overline{\rho w'v'} & \overline{\rho w'^2} \end{pmatrix} \quad (2.124)$$

$\begin{matrix} \approx 0 & & \approx 0 \\ & \approx 0 & \\ \approx 0 & & \approx 0 \end{matrix}$

Zwei physikalische Prozesse haben große Bedeutung bei der Beschreibung aeroakustischer Phänomene. Auf der einen Seite die reine Ausbreitung kleiner Druckstörungen, auf der anderen Seite die Entstehung dieses zeitlich variierenden Druckfeldes. Diese Prozesse werden durch die sog. Lighthill-Gleichung beschrieben, welche in der Literatur zu finden ist, sodass hier die schon gegebene Gleichung für den Schalldruck in zylindrischen Kanälen mit Kreisquerschnitt angewendet wird [4].

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} T_{ij}^* + \frac{\partial^2}{\partial t^2} W \quad (2.125)$$

Mit der Abkürzung

$$T_{ij}^* = \rho v_i v_j - \tau_{ij} \quad (2.126)$$

und

$$W = \frac{1}{c_0^2} p' - \rho' \quad (2.127)$$

Wobei T_{ij}^* der Scherspannungstensor ist, der dem Lighthillschen Spannungstensor ähnlich ist, aber nicht mit ihm übereinstimmt und W eine Massenquelle darstellt.

Für die Lösung der inhomogenen Wellengleichung wird zuerst das akustische potential, mit der Annahme, dass die Akustik reibungsfrei ist, definiert (siehe [8]):

$$\begin{aligned} \vec{u}' &= \text{grad} \phi \\ p' &= -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.128)$$

Durch das Einsetzen in Gleichungen (2.125) ergibt sich die inhomogene Wellengleichung wie folgt:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} \quad (2.129)$$

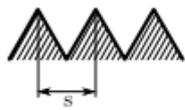
Diese Gleichung kann mit der Green'schen Funktion gelöst werden und der Schalldruck anschließend mit der Gleichung (2.128) berechnet werden. Für die Lösung der inhomogenen Wellengleichung (2.129) erhält man den Ausdruck.

$$\phi(\vec{x}, t) = \int_{R^3} \int_{-\infty}^{+\infty} G(\vec{x}, t, \vec{y}, \tau) \cdot q(\vec{y}, \tau) d\tau d^3 \vec{y} \quad (2.130)$$

Hier ist $G(\vec{x}, t, \vec{y}, \tau)$ die Green'sche Funktion und $q(\vec{y}, \tau)$ der Quellterm der Lighthill-Gleichung. Betrachtet man den Spannungstensor T_{ij}^* im Quellterm der Lösung der inhomogenen Wellengleichung und den turbulenten Spannungstensor (2.124), dann ist zu erkennen, dass der Quellterm $q(\vec{y}, \tau)$ und somit auch der Schalldruck p' geringer wird, wenn der Impulsfluss, der von der Geschwindigkeit w' abhängt, unterdrückt wird.

In der Vergangenheit wurden verschiedene Riblets-Querschnitte untersucht. Die Abbildung 24 zeigt mögliche Ausführungsformen, wie zum Beispiel dreieckige (v -Riblets), halbrunde (u -Riblets) sowie

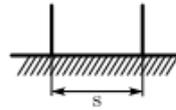
Rechteck und trapezförmige Riblets-Querschnitte, welche in vielen verschiedenen Arbeiten untersucht wurden.



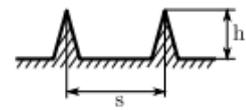
(a) Dreieckig



(b) Halbrund



(c) Rechteck



(d) Trapezförmig

Abbildung 24: Verschiedene Riblets-Querschnitte

3. Kapitel

Prüfstands Aufbau und Messtechnik

In den nachfolgenden Kapiteln soll der Prüfstands Aufbau STTF-AAAI (Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Aeroacoustic and Aeroelastic Investigations) erläutert werden. Neben dem Prüfstands Aufbau werden vor allem die unterschiedlichen Versuchskonfigurationen sowie die verwendete Messtechnik behandelt.

3.1 Versuchseinrichtung

Abbildung 25 zeigt den STTF-AAAI Prüfstand am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, welcher mit verdichteter Luft betrieben wird. Diese Luft wird von der 3 MW Verdichteranlage geliefert. Die Verdichteranlage befindet sich im Keller des Institutes und wird elektrisch angetrieben. Die wesentlichen Komponenten des Prüfstandes sind in der Abbildung 25 dargestellt.

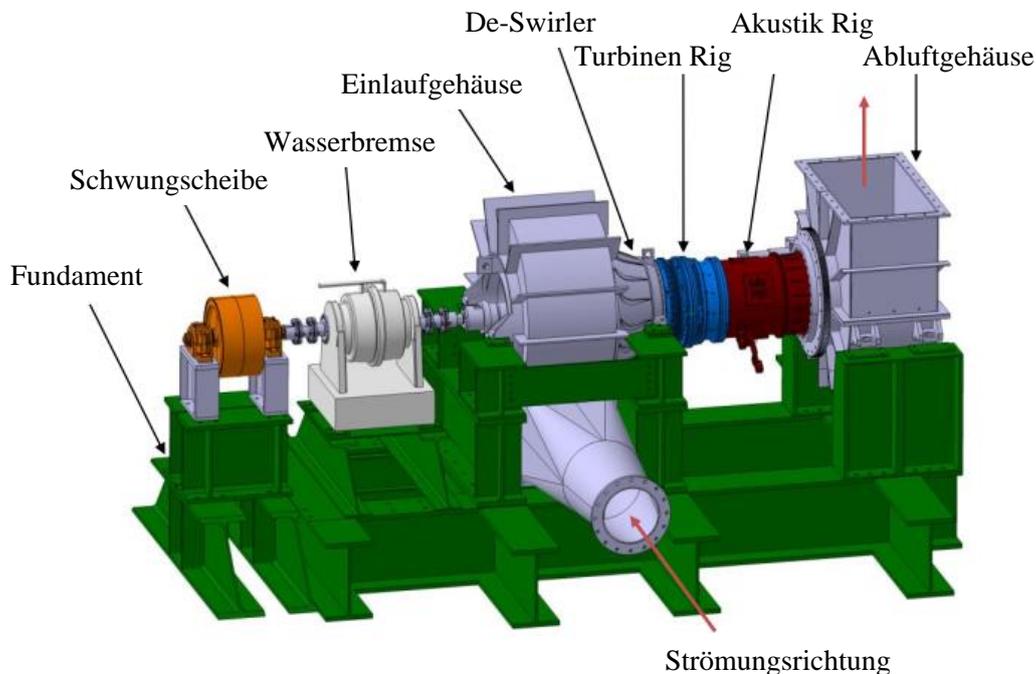


Abbildung 25: Allgemeiner Prüfstands Aufbau [11]

Die Drehzahl der Welle wird durch eine Wasserbremse geregelt, die durch eine Kupplung mit der Rotorwelle verbunden ist, wodurch die Energie der Turbine entzogen und in Wärme umgewandelt wird. Im Fall, dass die Wasserbremse ausfällt, besitzt der Turbinenprüfstand eine Schwungradscheibe, welche die Energie speichern kann und dadurch einen unkontrollierten Anstieg der Drehzahl verhindert. Außerdem gleicht sie Drehzahlschwankungen aus. Um die Betriebspunkte einstellen zu können, ist der Massenstrom sowie die Temperatur einstellbar. Die Temperatur der verdichteten Luft, welche eine Rückkühlanlage durchläuft, kann auf eine konstante Temperatur zwischen 40 °C und 140 °C eingestellt werden.

Die verdichtete Luft strömt zuerst in das spiralförmige Einlaufgehäuse (siehe Abbildung 25) des Turbinenprüfstandes. Dieses dient dazu, die Strömung, welche normal auf die Maschinenachsrichtung strömt, um 90° in axiale Richtung umzulenken. Infolgedessen erhält die Strömung einen Drall, welcher durch den nachfolgenden De-Swirller ausgeglichen wird. Um die Inhomogenität in der Strömung für das nachfolgende Vorleitrad (inlet guide vanes IGV) zu verringern, wurde ein Lochblech eingebaut. Die Abbildung 26 zeigt die weiteren Komponenten des Turbinenprüfstandes: Als erstes das Turbinenrig, welches aus der Niederdruckturbinenstufe, d. h. einem Stator und einem Rotor, und dem Austrittsleiterschaukeln (exit guide vanes EGV) besteht. Es folgt das Akustikrig, das ist die zylindrische Messstrecke in der die Mikrofone für die Schalldruckmessung eingebaut sind, welches im Abluftgehäuse gelagert ist und über einen Zahnkranz mit Hilfe eines Servomotors um 360° in Umfangsrichtung gedreht werden kann (detaillierte Beschreibung siehe Abschnitt 3.4.4). Nach dem Passieren der Akustikmessstrecke gelangt die Luft durch 17 Struts und anschließend durch das Abluftgehäuse und dem Abluftturm in die Umgebung. Die Struts und die Mikrofone haben immer dieselbe Position zueinander, weil im Falle einer Traversierung (Drehung in der Umfangsrichtung) das gesamte Akustikrig (Innen- und Außengehäuse) nach dem TEC traversiert wird. Konstruktive Details zum Prüfstand STTF-AAAI wurden von Moser M. [24] beschrieben.

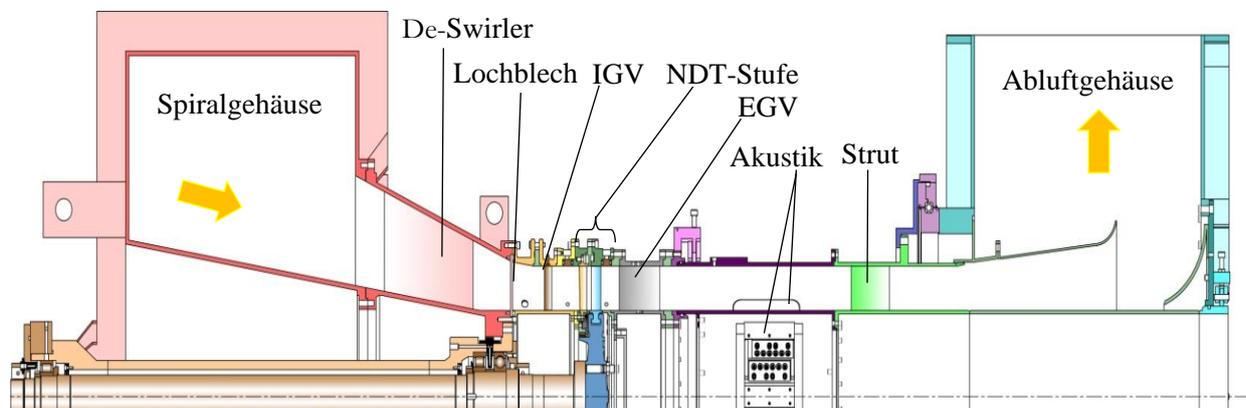


Abbildung 26: Schnittdarstellung des subsonischen Ein-Wellen-Prüfstandes STTF-AAAI [11]

Die 1,5 stufige Niederdruckturbinen des STTF-AAAI Prüfstandes entspricht einer skalierten NDT eines realen Flugtriebwerkes; der Rotordurchmesser wurde verkleinert, sodass sich die Rotordrehzahl erhöht, um die gleichen aerodynamischen Belastungen wie am realen Triebwerk zu bekommen. Diese Überlegung wird mit der folgenden Formel verdeutlicht:

$$\psi = \frac{\Delta h}{\frac{u^2}{2}} \quad \text{mit } u = \omega \cdot r \quad (2.131)$$

Wobei ψ die Druckziffer darstellt und als dimensionslose Kennzahl für die aerodynamische Belastung dient. Das Enthalpiegefälle über die Stufe wird mit Δh bezeichnet und u ist die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades. Hier stellt ω die Winkelgeschwindigkeit und r den Laufradradius dar. Betrachtet man die Gleichung (2.131), erkennt man, dass wenn der Radius r kleiner wird, die Winkelgeschwindigkeit, welche quadratisch eingeht, größer werden muss, damit das Laufrad die gleichen aerodynamische Belastung erfährt.

Wie bereits erwähnt, besteht der Versuchsträger aus einem Rotor und einem Stator sowie dem Austrittsleitrad (EGV). Die Stufenkonfiguration sowie die Eigenschaften des Turbinenprüfstandes werden in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 3: Stufenkonfiguration und Eigenschaften der Versuchsanlage

Schaufelzahl EGV	15
Schaufelzahl Rotor	72
Schaufelzahl Stator	96
Schaufelzahl IGV	83
Massenstrom	2,5 – 15 kg/s
Maximales Druckverhältnis	2
Maximale Drehzahl	6800 rpm
Eintrittstemperatur	40 – 140 °C

3.2 Austrittsgehäuse (Turbine Exit Casing – TEC)

Das Austrittsgehäuse (TEC) bzw. die EGVs dienen dazu, dass die Turbinen-Abströmung möglichst axial und drallfrei erfolgt. Da der Luftstrom über das TEC das Triebwerk verlässt, muss das TEC neben aerodynamischen auch akustischen Anforderungen genügen.

Ziel dieser Arbeit ist die experimentale Untersuchung des Einflusses der Riblets auf die Schallabstrahlung und die Aerodynamik des Turbinenzwischengehäuses. Diese wurden bei zwei verschiedenen Konfigurationen untersucht. Für die Untersuchung wurden zwei verschiedenen Folien verwendet, welche auf die Saugseite der EGVs appliziert wurden. Eine Folie war die Riblets und die zweite war eine glatte Folie. Die glatte Folie weist die gleiche dicke wie Riblets-Folie auf, wodurch die gleiche Schaufelgeometrie erreicht wurde.

Die Abbildung 27 zeigt das Standard TEC, auf dem die Riblets- und Referenzfolie appliziert wurde. Das Design der Schaufeln (EGV) des Standard TECs ist von einem State-of-the-Art EGV abgeleitet, welches bereits in kommerziellen Triebwerken eingesetzt wird. In der Tabelle 4 sind die Details zu TEC und EGV für beide Betriebspunkte aufgelistet.



Abbildung 27: Standard TEC; TEC (links) EGV (rechts)

Tabelle 4: Technische Daten Standard TEC

Schaufelzahl	15
Aspect ratio EGV	0,8
Diffusionszahl	0,5
Reynoldszahl Off-Design point	~375000
Reynoldszahl Design point	~340000

Die Riblets wurden vom Projektpartner (bionic surface technologies GmbH) ausgelegt und die optimale Riblets-Geometrie gewählt. Der Spitzenabstand der Riblets $s^+ = 45\mu\text{m}$ (siehe Abbildung 28) wurde gewählt und durch optimale Seitenverhältnis $AR = 0,45$ (Aspect ratio) ergibt sich die Ribletshöhe. Die Auslegung ist in den Patent Nr. EP 2261117 A2 beschrieben. Für die Untersuchung wurden zwei Konfigurationen verwendet. Bei einer Konfiguration wurde ein Teil der Saugseite mit Riblets versehen und bei einer zweiten war die Saugseite glatt (ohne Riblets). Diese zweite Konfiguration diente als Referenz, um den Einfluss der Riblets beurteilen zu können. Da Riblets als Folie aufgeklebt werden, wurde um gleiche Profildicke der beiden Konfigurationen zu gewährleisten eine entsprechende glatte Folie für die Referenz-Konfiguration aufgeklebt. Diese glatte Folie wurde auch für die Schaufelflächen verwendet, die nicht mit der Ribletsfolie beklebt wurde, um Stufen am Profil zu vermeiden.

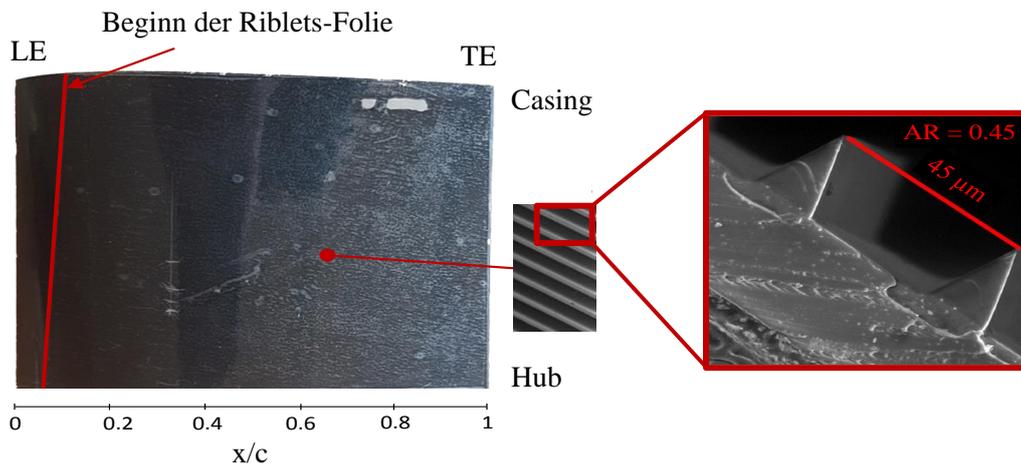


Abbildung 28: EGV mit Ribletsgeometrie

3.3 Betriebspunkte

Es wurden zwei Betriebspunkte für die Untersuchung der Riblets gewählt. Ein Betriebspunkt ist der Auslegungspunkt für die Riblets (Design point) und der zweite ist Off-Design, damit man den Einfluß der Fehlanströmung untersuchen kann. In der Tabelle 5 sind die Details für die beiden Betriebspunkte aufgelistet.

Tabelle 5: Betriebspunktdefinition für Design und Off-Design

Betriebspunkt Daten	Design	Off-Design	Einheit
Red. Drehzahl	4042	2987	U/min
Druckverhältnis	1,16	1,16	[-]
Gesamttemperatur Eintritt	97	97	°C
Reduzierter Massenstrom m_{red}	6,81	7,06	[kg/s]

3.4 Messtechnik zur Erfassung akustischer und aerodynamischer Messdaten

In diesem Abschnitt wird die Messtechnik, die während dieser Arbeit für die Messung der aerodynamischen und akustischen Größen verwendet wurde, erläutert. Die Abbildung 29 zeigt die am Turbinenprüfstand STTF-AAAI vorhandenen Messebenen. Die Ebene „0“ befindet sich am Eintritt in den Turbinenprüfstand. Die hier gemessenen Daten werden zur Einstellung der unterschiedlichen Betriebspunkte verwendet. Für die Messungen werden hier ein Totaldruck- und ein Totaltemperatur Rake verwendet. Den Eintritt in die Turbinenstufe stellt die Ebene A dar. Hier werden die Messungen mittels 5-Loch-Sonde durchgeführt. In der Ebene B wird nur statischer Druck am Außengehäuse gemessen. Die nächste Ebene in der Abbildung ist die Ebene C, welche sich zwischen Rotor und TEC befindet, sowie die Ebene D hinter dem TEC. Die letzte Messebene ist die Akustikebene, welche sich direkt nach dem TEC bzw. Ebene D befindet.

Das Strömungsfeld in den Ebenen C und D wurde mittels 5-Loch-Sonde aufgenommen, die eine räumliche und stationäre Untersuchung der Strömung ermöglicht. Der Schalldruck wurde mit Mikrofonen der Firma G.R.A.S. vom Typ 40BD in der Akustikebene gemessen.

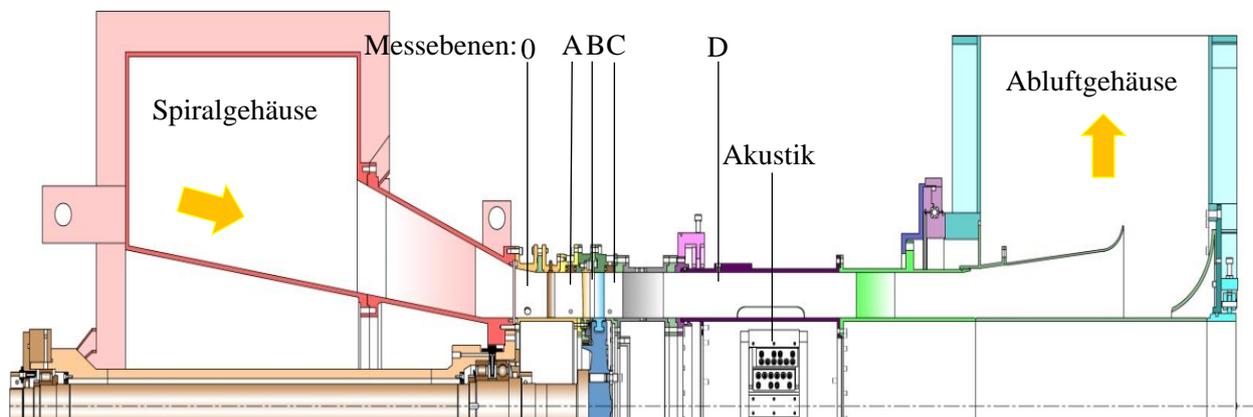


Abbildung 29: Darstellung der Messebenen des subsonischen Ein-Wellen-Prüfstandes STTF-AAAI [11]

Die Abbildung 30 zeigt den Messsektor der 5-Loch-Sonde, wobei die Abbildung links die Ebene C und rechts die Ebene D zeigt. Nach der Ebene D befindet sich die sog. Akustikmessstrecke, in der die Mikrofonplatten an der Nabe und am Außengehäuse eingebracht werden können. Die Ebene D stellt den Eintritt in die Akustikmessstrecke dar.

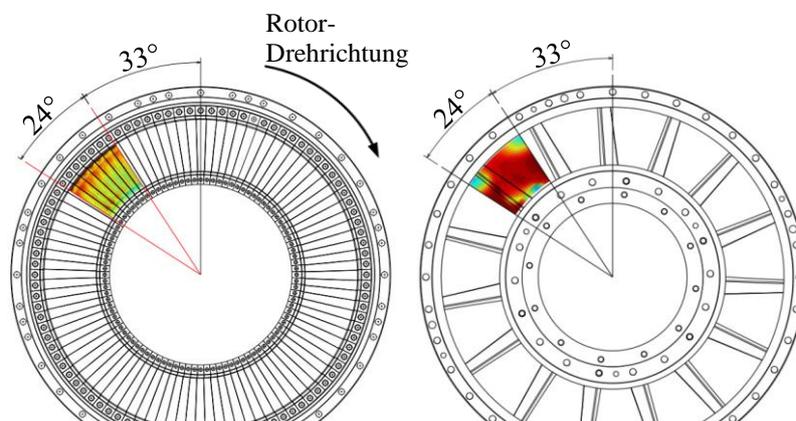


Abbildung 30: Messsektor, Blickrichtung stromauf, Stator mit Totaldruck-Verteilung (links) und TEC mit Totaldruck-Verteilung (rechts)

Die 5-Loch-Sonde kann am Turbinenprüfstand STTF-AAAI in drei verschiedene Messebenen zur Ermittlung der Strömungsparameter eingesetzt werden. Die nachfolgende Abbildung 31 zeigt die Messbereiche der einzelnen Ebenen. Der Messbereich entspricht einer Schaufelteilung des jeweiligen TEC. Das Standard TEC, welches während dieser Arbeit eingesetzt wurde, hat 15 Schaufeln, aus denen der Messbereich von 24 Grad resultiert, welcher in 33 Messpositionen im Umfangsrichtung unterteilt wird, was einen Deltawinkel von $0,75^\circ$ ergibt.

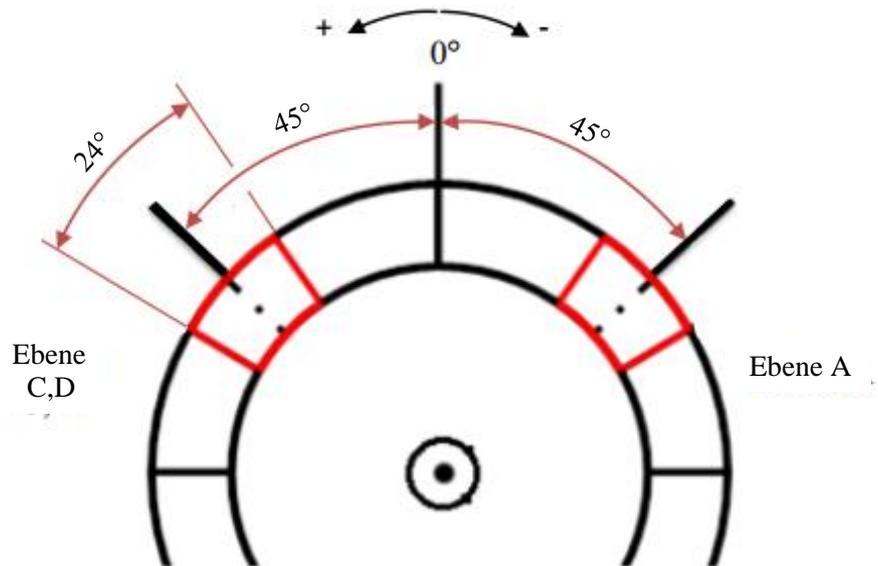


Abbildung 31: Schematische Darstellung der Messebenen [11]

In radialer Richtung sind 21 Messpositionen pro Messlinie definiert. Das heißt, während der Messung wird jeweils eine radiale Linie gemessen und danach in Umfangsrichtung traversiert, anschließend erfolgt die nächste Messlinie. Tabelle 6 zeigt die Messpositionen in der Ebene C und D. Bei 0 bzw. 100 % Kanalhöhe kann keine Messung durchgeführt werden.

Tabelle 6: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene D und C

Relative Kanalhöhe [%]	4,6	6,8	9,3	14,3	19,3	24,3	29,3	34,3	39,3	44,3	49,3	54,3	59,3	64,3	69,3	74,3	79,3	84,3	89,3	93,1	95,6
------------------------	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

3.4.1 Fünf-Loch-Sonde zur Erfassung der aerodynamischen Messdaten

Die während dieser Arbeit eingesetzte 5-Loch-Sonde wurde von der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen gefertigt und kalibriert [25]. Die 5-Loch-Sonden werden zur Messung der zeitlich gemittelten Strömungsparameter eingesetzt. Es sind folgende Strömungsparameter ermittelbar: Totaler und statischer Druck, totale und statische Temperatur, Machzahl, Strömungsgeschwindigkeit sowie Neigungs- und Schwenkwinkel. In weiterer Folge wird der Neigungswinkel als „Pitch-Angle“ und der Schwenkwinkel als „Yaw angle“ bezeichnet. In Abbildung 32 ist die verwendete 5-Loch-Sonde in Frontalansicht (links) und Seitenansicht (rechts) sowie die Temperaturmessstelle zu sehen. Um die Temperatur zu messen, ist ein Thermoelement vom Typ K am Fuß der Sonde eingebaut. Die 5-Loch-Sonde besitzt fünf Bohrungen, die auch in Abbildung 33 mit den Zahlen von 0 bis 4 gekennzeichnet sind. Weiteres sind der Schwenkwinkel α (Yaw angle) und der Neigungswinkel γ (Pitch-Angle) mit der Vorzeichenkonvention in dieser Abbildung dargestellt.



Abbildung 32: 5-Loch-Sonde: Frontansicht (links), Seitenansicht (rechts) [11]

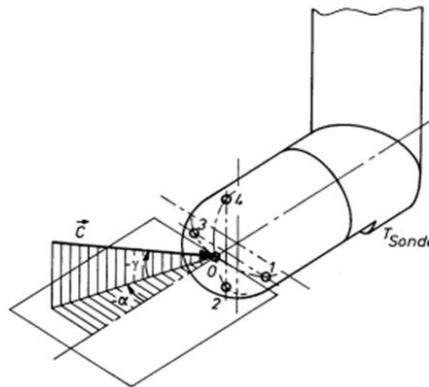


Abbildung 33: Winkeldefinition mit Vorzeichenkonvention und Nummerierung der Sonden-Bohrungen [25]

In der nachfolgenden Tabelle 7 sind die Kalibrierbereiche aufgelistet. Die Sonde ist an einer Traversierung montiert, durch die sich die radialen Messpositionen im Strömungskanal einstellen lassen. Durch eine zweite Bewegungsmöglichkeit kann die Sonde auch um die eigene Achse verdreht werden, wodurch die Sonde immer in Strömungsrichtung ausgerichtet werden kann. Diese Position ist wichtig, um sicher zu sein, dass sich die Sonde immer innerhalb des Kalibrierbereiches befindet.

Tabelle 7: Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonde [25]

	Minimum	Maximum	Schrittweite
Machzahl	0,1	0,8	0,1
Schwenkwinkel	-20	20	4
Neigungswinkel	-20	20	4

Die Datenauswertung erfolgt nach dem Kalibrierbericht der RWTH Aachen [25]. Die 5 gemessenen Drücke werden herangezogen und daraus die folgenden dimensionslosen Parameter definiert, woraus sich die eigentlichen Strömungsparameter errechnen lassen.

Machzahl Parameter

$$k_{Ma} = \frac{\Delta p}{p_0} \tag{3.1}$$

Yaw-Angle Parameter

$$k_{\alpha} = \frac{p_3 - p_1}{\Delta p} \tag{3.2}$$

Pitch-Angle Parameter

$$k_\gamma = \frac{p_4 - p_2}{\Delta p} \quad (3.3)$$

Mit Δp

$$\Delta p = p_0 - \frac{p_1 + p_3}{2} \quad (3.4)$$

Anhand der oben berechneten Parameter können die Machzahl Ma , der Recoveryfaktor r , der Yaw-Angle α und der Pitch-Angle γ sowie Parameter für Total- und statischen Druck gemäß der in [25] angegebenen mehrparametrischen Approximation berechnet werden.

$$Y = \sum_{i=0}^l \sum_{j=0}^m \sum_{k=0}^n \delta_{ijk} c_{Y,ijk} k_{Ma}^i k_\alpha^j k_\gamma^k \quad (3.5)$$

Wobei Y eine der Kalibrierkenngrößen Ma , α , γ , k_p , k_{pt} , r repräsentiert. Die Polynomglieder der dimensionslosen Parameter k_{Ma} , k_α und k_γ haben jeweils den Grad l , m , n . Der Term $c_{Y,ijk}$ stellt die Konstanten des Polynoms dar, welche durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt werden. Für den Fall, dass alle Polynomglieder berücksichtigt werden, somit ergibt sich $(1+1) \cdot (m+1) \cdot (n+1)$ Konstanten, infolgedessen müsste für die Berechnung mindestens die gleiche Anzahl an diskreten Stützstellen bei der Kalibrierung gemessen werden. Der Term δ_{ijk} in der Gleichung (3.5) wird verwendet, um die gemischten Glieder höherer Ordnung auszuschließen und dadurch die Anzahl der Stützstellen zu reduzieren.

$$\delta_{ijk} = \begin{cases} 1 & \forall \quad i + j + k \leq \max(l, m, n) \\ 0 & \forall \quad i + j + k > \max(l, m, n) \end{cases} \quad (3.6)$$

Die Polynomglieder l , m und n werden jeweils zwischen 3...6 variiert, wobei jene aus 64 möglichen Variationen bestimmt werden, welche die geringsten Fehler bei der Approximation bewirken.

Zunächst werden nun die sog. dimensionslosen Parameter k_{pt} , und k_p definiert, womit der Total- und der statische Druck berechnet werden kann.

Totaldruck Parameter

$$k_{pt} = \frac{p_t - p_0}{\Delta p} \quad (3.7)$$

Statischer Druck Parameter

$$k_p = \frac{p_0 - p}{\Delta p} \quad (3.8)$$

Laut dem Kalibrierbericht von Arnold et al. [25] wird der Fehler bei der Approximation der statischen Druck Parameter größer, als jener bei der Approximation der Machzahl bzw. Totaldruck Parameter, demzufolge wird der statische Druck p aus dem Totaldruck und der Machzahl gemäß der Gleichung (3.9) berechnet.

$$p = \frac{p_t}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (3.9)$$

Wie bereits erwähnt, ist an der Sondenspitze ein Thermoelement eingebaut, durch welches die Total und statische Temperatur sowie die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden können. Diese ergeben sich aus der Sondentemperatur T_{probe} , der Machzahl und dem Recoveryfaktor.

Statische Temperatur

$$T = \frac{T_{probe}}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \quad (3.10)$$

Total-Temperatur

$$T_t = \left(\frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \right) \cdot T_{probe} \quad (3.11)$$

Recoveryfaktor

$$r = \frac{T_{probe} - T}{T_t - T} \quad (3.12)$$

Die absolute Geschwindigkeit wird wie folgt berechnet:

$$c = Ma \sqrt{\kappa RT} \quad (3.13)$$

Der gesamte Messfehler der verschiedenen Größen, welche unter Verwendung der 5-Loch-Sonde auftreten können, sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 8: Messungenauigkeit bei 5-Loch-Sonde [11]

Machzahl	Ma	0.005	-0.004	[-]
Yaw-Angle	α	0.3	-0.3	[°]
Pitch-Angle	γ	0.5	-0.4	[°]
Totaldruck	pt	3	-3	[mbar]
Statischer Druck	p	5.4	-5.1	[mbar]
Totaltemperatur	Tt	0.6	-0.5	[K]
Statische Temperatur	T	0.7	-0.8	[K]

3.4.2 Definition der Strömungswinkel

Für die weitere Betrachtung der Strömungsmessergebnisse ist die Definition der Strömungswinkel sowie die Vorzeichenkonvention für Yaw-Angle α und Pitch-Angle γ unumgänglich. Die Abbildung 34 zeigt, wie die Strömungswinkel definiert sind. Hier ist die Strömungsrichtung mit x, die radiale Richtung mit r und die Umfangsrichtung mit θ gekennzeichnet. Mit dem grünen Pfeil ist die Strömungsrichtung dargestellt, welche in eine axiale Komponente c_x , in eine radiale Komponente c_r sowie in eine Umfangskomponente c_t zerlegt wurde.

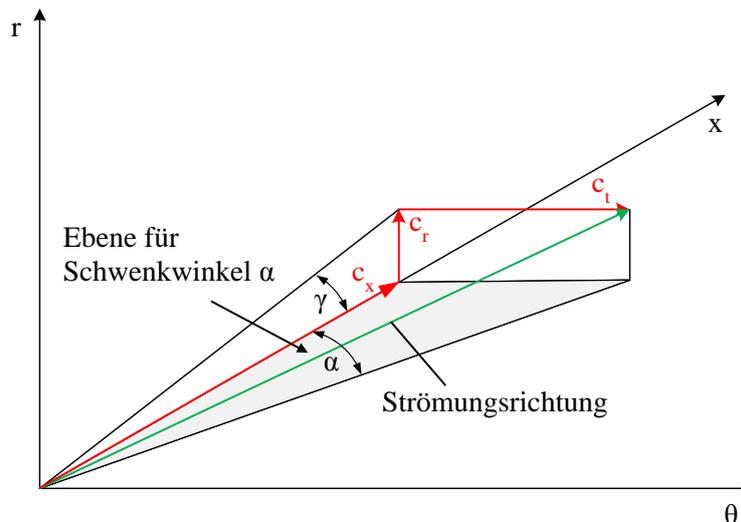


Abbildung 34: Definition des Strömungswinkels

Der Yaw-Angle ist wie folgt definiert:

$$\tan \alpha = \frac{c_t}{c_m} \tag{3.14}$$

Die Geschwindigkeitskomponente $c_m = c_x$ ist senkrecht zur jeweiligen Messebene. Bei schrägen Mess-ebenen ist diese Komponente von Bedeutung. Das Yaw-Angle Vorzeichen hängt von der Umfangskomponente c_t ab; das heißt, wenn c_t in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors zeigt, wird der Yaw-Angle positiv (siehe Abbildung 35).

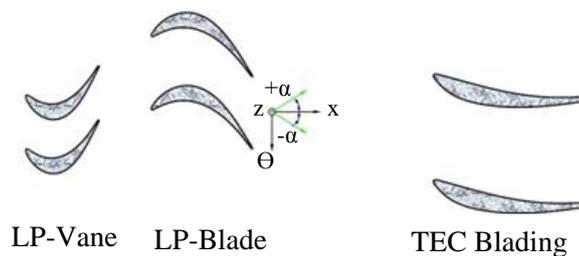


Abbildung 35: Definition des Yaw-Angels mit Vorzeichenkonvention [26]

Der Pitch-Angle ist wie folgt definiert:

$$\tan \gamma = \frac{c_r}{c_x} \tag{3.15}$$

Der Pitch-Angle befindet sich in der xr Ebene und ist positiv, wenn die radiale Geschwindigkeitskomponente c_r nach außen gerichtet ist; das heißt vom Hub zum Tip.

3.4.3 Totaldruck und Totaltemperatur Rakes

Die Ebene 0 befindet sich vor IGV-Vorderkante (siehe Abbildung 29) und ist mit Totaldruck- und Totaltemperatur Rakes ausgestattet. Mit diesen Rakes wird die erforderliche Totaldruck und Totaltemperatur zur Festlegung der Betriebspunkte (siehe Tabelle 5) gemessen, aufgrund dessen sind sie vor der ersten Schaufelreihe positioniert.

In Tabelle 9 sind die Messpositionen in radialer Richtung aufgelistet, die für den Totaldruck als auch für die Temperatur gelten.

Tabelle 9: Messpositionen Rakes [11]

	Relative Kanalpo- sition [%]	
tip	100	
9	86,7	
8	77,1	
7	67,4	
6	57,8	
5	48,1	
4	38,5	
3	28,9	
2	19,2	
1	8,4	
hub	0	

3.4.4 Akustische Messtechnik

Um Akustikmessungen am Turbinenprüfstand STTF-AAAI durchführen zu können, befindet sich eine akustische Messstrecke stromabwärts direkt nach dem TEC. Aufgrund der Tatsache, dass für die Durchführung der akustischen Modalanalyse nach Kapitel 2.9 die Strömungsparameter (statischer Druck und Temperatur sowie Machzahl) benötigt werden, die in dem betrachteten Abschnitt des Strömungskanals herrschen, befindet sich die Messebene D am Eintritt in den akustischen Messsektor.

Abbildung 36 zeigt die akustische Messstrecke am Turbinenprüfstand STTF-AAAI, wo drei Akustikplatten an der Innenwand und drei Akustikplatten an der Außenwand mit jeweils 12 wandbündigen Mikrofonen pro Platte ausgeführt wurden. Die Messung des Schallfeldes erfolgt durch die Drehvorrichtung des Akustikrings, wodurch die Platten azimuthal über den Messbereich bewegt werden. Während dieser Arbeit wurde nur eine Umfangsposition (eine Akustikplatte außen und eine Akustikplatte innen) eingesetzt und um 360° in Umfangsrichtung in 2° Schritten traversiert, wodurch sich 180 Messpositionen ergeben. Für die Akustikmessungen wurden insgesamt 26 Mikrofone verwendet, 24 davon waren in die Akustikplatte am Hub und Tip mit jeweils 12 Mikrofonen pro Platte und zwei Referenzmikrofone eingesetzt. Ein Referenzmikrofon befand sich unmittelbar nach dem Rotor, das andere nach dem TEC.

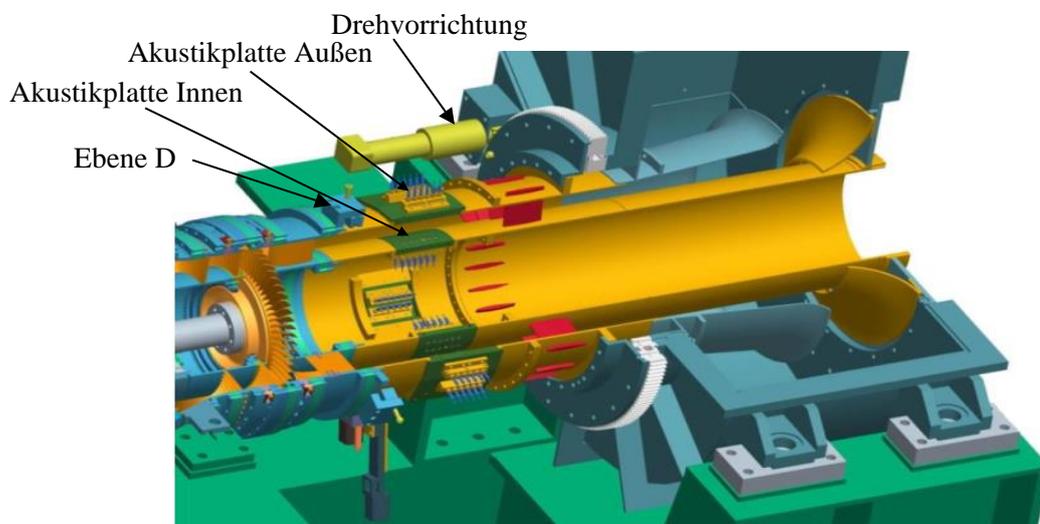


Abbildung 36: 3D-Darstellung der akustischen Messstrecke am Turbinenprüfstand STTF-AAAI [26]

Der axiale Abstand zwischen den einzelnen Messpositionen beträgt 7,5 mm. Da dies aufgrund der Mikrofongröße und der Größe der Kunststoffbuchse konstruktiv nicht möglich sind, wurden zwei in einem Winkel von 12 Grad versetzte Reihen realisiert. Die Abbildung 37 zeigt die Akustikplatten mit zwei Mikrofon-Reihen, wobei links im Bild die Akustikplatte am Tip und rechts jene am Hub dargestellt ist. Die Mikrofone wurden in die Kunststoffbuchsen eingefügt, welche dann als Einheit in die Akustikplatte eingebaut werden. Die Aufgabe der Kunststoffbuchsen ist eine galvanische Trennung des Mikrofons vom Gehäuse und ermöglicht eine kraftschlüssige Absicherung gegen Durchrutschen des Mikrofons während des Versuchs.

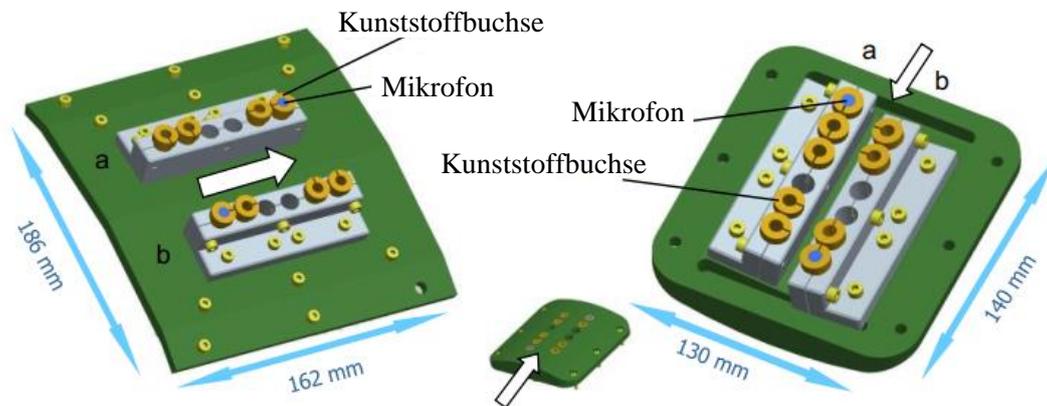


Abbildung 37: 3D-Darstellung der Akustikplatten; Tip (links) und Hub (rechts)

Zur Messdaten-Erfassung wurden die Mikrofone der Firma G.R.A.S vom Typ 40BD verwendet. Hier handelt es sich um ein vorpolarisiertes Kondensator-Druckmikrofon mit einem Durchmesser von $\frac{1}{4}$ -inch, das auf einen Vorverstärker vom Typ 26AC aufgeschraubt wurde. Es ist möglich, hohen Schalldruckpegel bis 174 dB sowie höhere Frequenzen bis 70 kHz mit einem linearen Frequenzgang von 10 Hz bis 25 kHz ($\pm 0,4$ dB) zu erfassen. Der Einsatzbereich ist bis zu einer maximalen Temperatur von 120 °C möglich. Um eine hohe Konsistenz und Zuverlässigkeit für die Messergebnisse zu erreichen, ist es wichtig, vor jeder Schallmessung jedes Mikrofon zu kalibrieren, weil die Änderung des Umgebungszustandes (statischer Umgebungsdruck) die Empfindlichkeit des Mikrofons beeinflussen kann. Die Kalibrierung wird mit einem Pistophon des Typs 42AA der Firma G.R.A.S durchgeführt, das einen Schalldruck mit einer Amplitude von 114 dB bei einer Frequenz von 250 Hz auf das Mikrofon ausübt.



Abbildung 38: Mikrofon (links) und Vorverstärker (rechts) [11]

4. Kapitel

Matlab-Routinen zur Auswertung der akustischen Messdaten

Zur Auswertung der akustischen Messdaten wurden im Zuge dieser Arbeit die bereits am Institut bestehenden Fortran-Auswerteroutinen in Matlab-Auswertroutinen umgeschrieben und zusätzlich erweitert. Eine ausführliche Beschreibung des Matlab-Codes kann in der Programmdokumentation im Anhang nachgesehen werden. Weiters wurde eine grafische Benutzeroberfläche – ein sog. GUI (=Graphical User Interfaces) – erstellt.

Die Verwendung von Matlab statt Fortran hat die Vorteile, dass umfangreiche numerische Methoden direkt im Matlab integriert sind, welche zur Lösung mathematischer Probleme dienen. Die weiteren Vorteile sind, die Möglichkeit eine grafische Benutzeroberfläche zu erstellen, sowie die Verwendung der Parallel Computing Toolbox, dabei werden datenintensive Probleme mit Hilfe von Mehrkernprozessoren, wodurch die volle Verarbeitungsleistung der Multicore Prozessoren ausgenutzt wird, gelöst. Am Institut haben die meisten Erfahrung mit Matlab, da Fortran eine nicht mehr aktuelle Programmiersprache, die kaum mehr jemand beherrscht, ist, weshalb „Wartung“, Erweiterung bzw. Veränderung am Code schneller und leichter durchführbar sind.

Im Vergleich zu anderen Programmiersprachen wie C oder Java können Matlab-Routinen sehr einfach und schnell erweitert werden, wobei der Matlab Code vor der Ausführung nicht kompiliert werden muss, sondern direkt interpretiert werden kann. Aufgrunddessen benötigt Matlab für die Ausführung der Routinen auch viel mehr Zeit als C oder Java.

4.1.1 Matlab GUI (Graphical User Interface) zum Aufruf der Akustik-Routinen

Eine optimale grafische Benutzeroberfläche kann Arbeitsprozesse beschleunigen, vereinfachen und ist weniger fehleranfällig, wodurch Zeit und Kosten gespart werden. In diesem Abschnitt wird die grafische Benutzeroberfläche für den Aufruf der Routinen der akustischen Messdatenauswertung dargestellt und erläutert.

In Abbildung 40 sind verschiedene Datenauswahlmöglichkeiten sowie verschiedene Eingabefelder und Schalter dargestellt. Im Folgenden werden die einzelne GUI Blöcke, welche im Bild durch Nummern gekennzeichnet sind, erläutert.

- (1) Eingabefeld für die Rohdaten. Pfad→ Der Button „Browse“ ermöglicht die Auswahl der gespeicherten Rohdaten.
- (2) Eingabefeld für die Kalibrierdaten. Pfad→ Durch den Button „Browse“ werden die gespeicherten Kalibrierfaktoren ausgewählt. Die Daten, die beim Kalibrieren aufgenommen wurden, werden für die Ermittlung der Kalibrierfaktoren durch den Aufruf der Matlab-Routine „Mic_Calibration“ verwendet.
- (3) Eingabefeld für den Ordner. Pfad→ Hier wird ein Pfad ausgewählt, in dem ein Ordner durch die Matlab-Routine automatisch erstellt wird und die Daten nach erfolgter Konvertierung gespeichert werden.
- (4) Hier wird die Anzahl der CPU-Kerne ausgewählt, welche für die Berechnung verwendet werden. Diese muss entweder kleiner oder gleich groß sein wie die Anzahl an physikalischen CPU Kernen vom verwendeten Computer.

- (5) Hier wird die entsprechende Rotor-Konfiguration, welche bei der Durchführung des Versuchs verwendet wurde, ausgewählt.
- (6) Hier wird das entsprechende TEC, welches beim Versuch verwendet wurde, ausgewählt.
- (7) Hier wird die Betriebspunktnummer ausgewählt. Bei der Durchführung der Versuche werden verschiedene Betriebspunkte mit Nummern bezeichnet, welche bei der Messdatenauswertung auch entsprechend verwendet werden müssen.
- (8) Ausführung der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung→ Bei diesem hat man zwei Optionen („on“ und „off“). Somit besteht die Möglichkeit, bei der Messdatenauswertung die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung entweder durchzuführen „on“, oder nicht durchzuführen „off“.
- (9) Ausführung der Fast Fourier Transformation (FFT)→ In Abhängigkeit vom gesetzten Schalter werden verschiedene Skripten ausgeführt:
 - a. „off“ - die FFT-Analyse wird nicht ausgeführt.
 - b. „FFT with mic array (excluding refmics)“ - die FFT-Analyse wird für beide Mikrofonplatten durchgeführt, aber ohne Referenz Mikrofon.
 - c. „FFT with reference mic only“ - wählt man diese Option, wird die FFT-Analyse nur für Referenz Mikrofone durchgeführt.
 - d. „both FFTs -mic array and refmic“ - in diesem Fall wird die FFT Analyse für beide Mikrofonplatten und Referenzmikrofone durchgeführt.
- (10) Ausführung der Azimutalmodenanalyse→ Hier werden die verschiedenen Skripten ebenfalls in Abhängigkeit vom gesetzten Schalter ausgeführt.
 - a. „off“ - die AMA wird nicht durchgeführt.
 - b. „mode detection without reference mic (DLR-like)“ – die AMA wird ohne Berücksichtigung des Referenzmikrofons durchgeführt.
 - c. „crosscorrelation with reference mic“ – durchführung der AMA mit dem Kreuzkorrelationsverfahren unter Berücksichtigung des Referenzmikrofons.
- (11) Ausführung der Radialmodenanalyse:
 - a. „off“ – die Radialmodenanalyse wird nicht durchgeführt.
 - b. „on“ – die Radialmodenanalyse wird durchgeführt.
- (12) Hier wird die entsprechende „Positionsliste“ („list.dat“) für die AMA für die Zusammenfassung der beiden Mikrofonreihen auf eine Reihe erstellt. Die Liste Enthält zwei Spalten mit Winkelpositionen, die erste Spalte für ungerade Mikrofonnummern, die zweite für gerade Mikrofonnummern. Die Nummerierung ist abhängig von der Traversierungsrichtung, welche hier entsprechend gewählt werden kann.
- (13) Eingabefelder für die Strömungsparameter→ Diese sind für die Berechnung der axialen Wellenzahlen für positive bzw. negative Ausbreitungsrichtung erforderlich, welche in einem Excel-File gespeichert werden.
- (14) Hier wird die Rotordrehzahl, welche während des Versuches für den entsprechenden Betriebspunkt vorhanden war, eingegeben.
- (15) Eingabefeld für den Winkel zwischen den Messpunkten.
- (16) Hier wird der Oversampling-Faktor eingegeben, wenn der Faktor 1 ist, findet kein Oversampling statt. Für den Fall, dass der Faktor größer 1 ist, findet Oversampling statt.
- (17) Ausführung der Routine für die Datenkonvertierung→ Hier werden die aufgezeichneten Daten in das notwendige Format konvertiert und eine Umrechnung von mV in Pa findet statt.
 - a. „on“ Die Matlab-Routine wird aufgerufen.
 - b. „off“ Die Matlab-Routine wird nicht aufgerufen.
- (18) Eingabefeld für die TPNr. Diese ist in Abbildung 39 aufgeführt. „TP“ steht für den Testpoint, die erste Ziffer bezeichnet die Rotornummer, die zweite die TEC-Nummer und die

dritte Ziffer bezeichnet die Betriebspunkt Nummer. Die letzte Ziffer bezeichnet, wie oft der gleiche Betriebspunkt gemessen wurde.

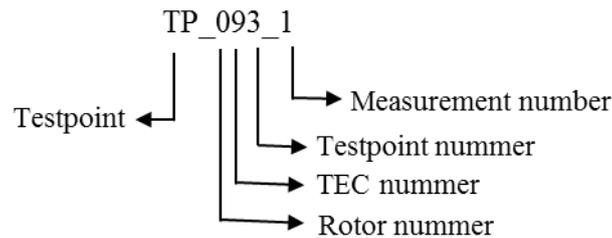


Abbildung 39: Darstellung der TPNr.

- (19) Eingabefeld für die Kennzahl, die die Konfiguration/Set-up beschreibt. Diese besteht aus der Rotornummer, TEC-Nummer und Testpoint-Nummer. In Abbildung 39 ist sie ebenfalls zu sehen.
- (20) Eingabefeld für den Referenzmikrofonkanal. Gemeint ist die Kanalnummer, die bei der Messung für das Referenzmikrofon verwendet wurde.
- (21) Eingabefeld für den Trigger-Kanal. Die Kanalnummer, die bei der Messung für den Trigger verwendet wurde.

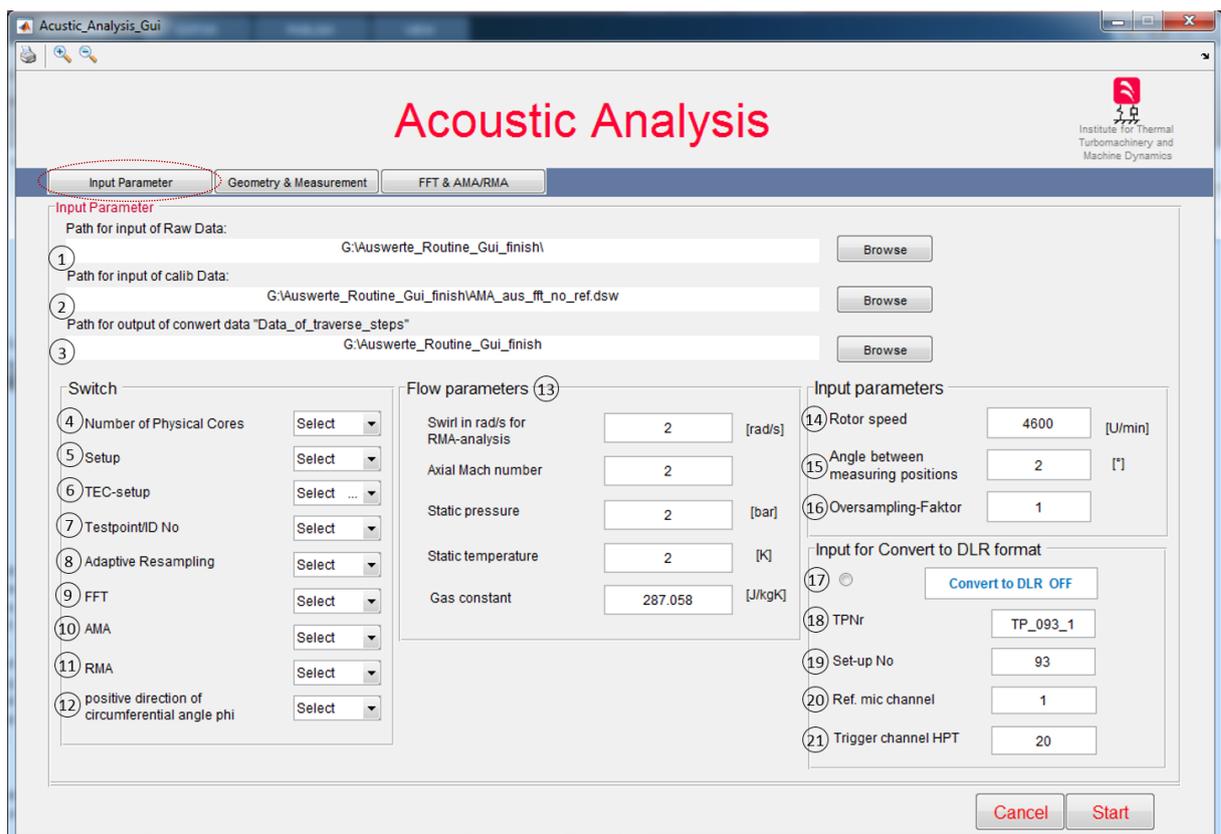


Abbildung 40: Die grafische Benutzeroberfläche für Daten und Parameter Input

- (22) Hier wird die Frequenz ausgewählt, für die die Modalanalyse durchgeführt werden soll.
- (23) Ausführung der Fast Fourier Transformation (FFT) → In Fall von gesetzten Schalter wird Fensterfunktion „window function“ für die Berechnung verwendet.

- (24) Auswahl der Frequenz bei welche die Radialmodenanalyse berechnet wird. Hier kann gleichzeitig nur bei einer Frequenz die Berechnung durchgeführt werden.
- (25) Bei der Aktivierung dieses Schalters wird eine Einhüllende „envelope“ vom Signal erzeugt. Es ist möglich in Abhängigkeit vom gesetzten Schalter obere und untere sowie obere oder untere Einhüllende zu erzeugen.

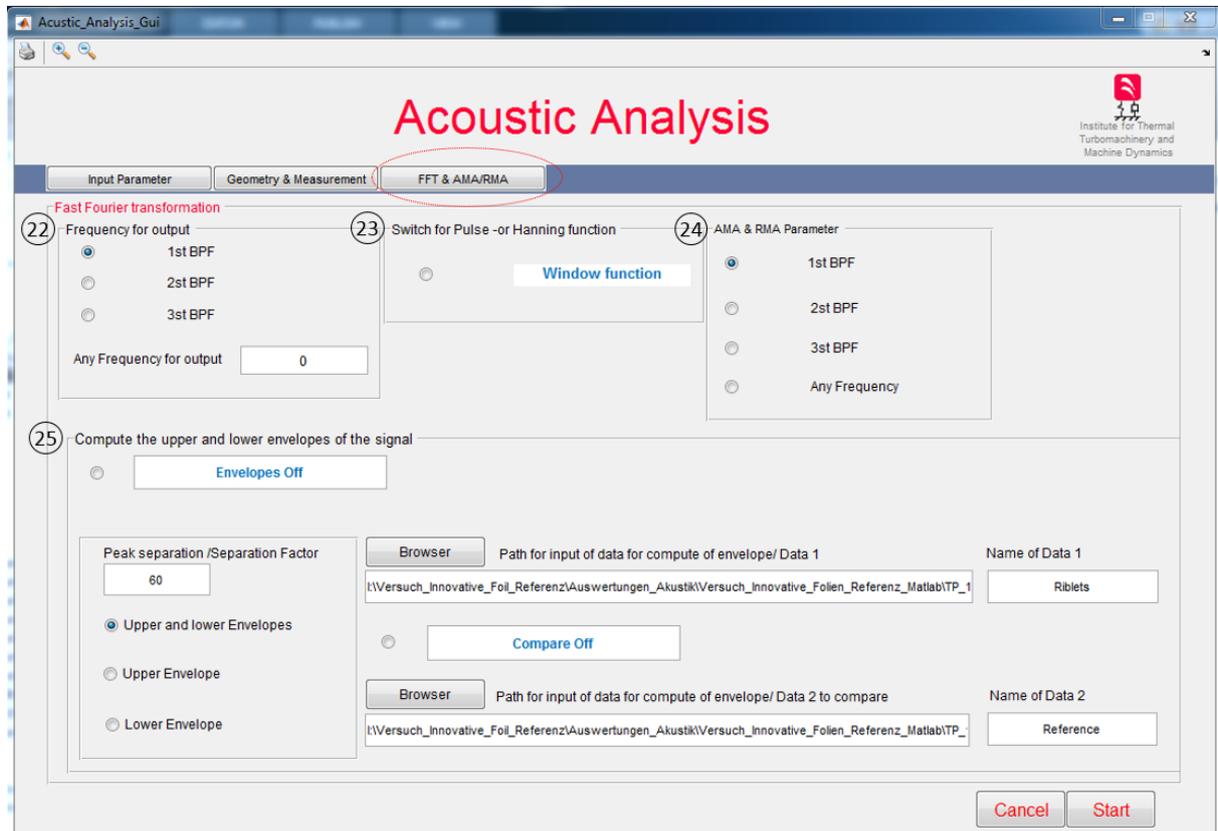


Abbildung 41: Die grafische Benutzeroberfläche für die Durchführung von FFT und AMA/RMA

Für die Auswertung der Messdaten wird eine Vielzahl an Auswerteroutinen herangezogen, eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Auswertschritten ist in [9] zu finden. Die Routine „Acoustic_Analysis_STTF“ steuert die gesamte akustische Analyse durch Aufruf von unterschiedlichen Unterprogrammen (Routinen). Zuerst wird die grafische Benutzeroberfläche GUI aufgerufen und durch setzen verschiedener Schalter die entsprechenden Analyseverfahren durchgeführt, sowie die Parameter Eingabe findet hier statt. Die zweite Auswerteroutine, die ausgeführt wird, führt die Datenkonvertierung durch. Dabei werden die aufgezeichneten Rohdaten in das entsprechende Format konvertiert. Außerdem findet eine Umrechnung des aufgezeichneten Spannungssignals, welches in Millivolt [mV] gespeichert wurde, in Pascal [Pa] statt. Dies wird mit einem Kalibrierfaktor durchgeführt (siehe Abschnitt 3.4.4). Die dritte Auswerteroutine, die aufgerufen wird, ist die für die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung. Danach wird die FFT Routine aufgerufen, wo die Frequenzanalyse durchgeführt wird. Hier findet auch die Ermittlung sowohl Real- als auch Imaginärteil der maximalen Amplituden bei bestimmte Frequenz statt, welche in weiterer Folge für die Durchführung von Modenanalyse verwendet werden. Zunächst wird die Routine für die Azimutalmodenanalyse aufgerufen und anschließend die Routine für die Durchführung der Radialmodenanalyse.

Die Routine der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung und die Routine für die Azimutalmodenanalyse wurden im Zuge dieser Arbeit von Fortran in Matlab umgeschrieben und zusätzlich erweitert. Um Programmierfehler und mögliche numerische Abweichungen auszuschließen bzw. zu erkennen, wurden bereits bestehende, ausgewertete Datensätze mit dem neuen Matlab Routinen ausgewertet

und miteinander verglichen. Die Validierung und Verifizierung der Matlab-Routinen wird in nachfolgenden Abschnitten durchgeführt.

4.1.2 Validierung und Verifizierung der Matlab-Routinen für adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Matlab-Auswerteroutine für die adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung dargestellt und mit den Ergebnissen der gleichen Fortran-Routine verglichen. Abbildung 42 zeigt die Ergebnisse der Matlab-Routine (oben links) und Fortran-Routine (oben rechts), sowie die Differenz zwischen den zwei Ergebnissen (unten im Bild). Der Mittelwert des Schalldrucks an der Messposition für das Mikrofon beträgt $\bar{p} = 14,45795271 \text{ Pa}$ und der Mittelwert der Differenz des Schalldrucks für die gleiche Messposition und demselben Mikrofon liegt bei $\Delta\bar{p} = 1,29169 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$. Hier ist ersichtlich, dass der Unterschied bei der fünften Zehnerpotenz liegt und somit eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse zwischen den Matlab- und Fortran-Routinen vorliegt.

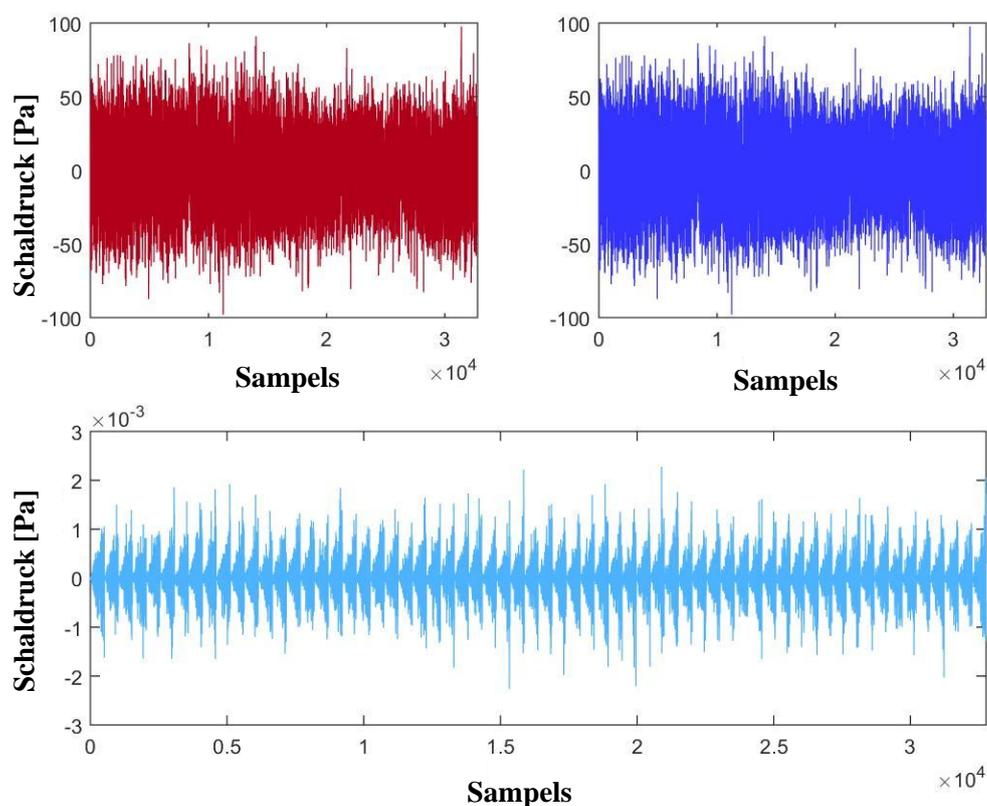


Abbildung 42: Ergebnisse der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung; Matlab Ergebnis (oben links), Fortran Ergebnis (oben rechts) und die Differenz zwischen Matlab und Fortran (unten)

In Tabelle 10 sind die Ergebnisse der adaptiven Neuabtastung und der Phasenmittelung der zweiten Messposition des ersten Mikrofans dargestellt. Für den Vergleich zwischen Matlab –und Fortran Routine wurden nur sieben Sampels verwendet. Im Bild links befinden sich die Ergebnisse der Matlab-Routine und rechts die der Fortran-Routine. Hier ist ersichtlich, dass Matlab 15 Nachkommastellen ausschreibt, wobei Fortran bei der fünften Nachkommastelle auf- bzw. abrundet. Dadurch entsteht die Differenz zwischen den Matlab -und Fortran-Routinen, welche auch in Abbildung 42 zu sehen ist. Der Mittelwert der Differenz beträgt $\Delta\bar{p} = 1,29169 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$. Der Unterschied ist so gering, dass man die Abweichung in erster Näherung vernachlässigen kann.

Tabelle 10: Schalldruck, Matlab (links) und Fortran (rechts)

	Matlab	Fortran	Einheit
1	3,517492588895687	3,517500000000000	Pa
2	15,837288415515243	15,837290000000000	Pa
3	12,956274680174579	12,956290000000000	Pa
4	2,606149182349130	2,606150000000000	Pa
5	23,977043038061527	23,977040000000000	Pa
6	9,579319680354216	9,579310000000000	Pa
7	10,903460901417848	10,903470000000000	Pa

4.1.3 Validierung und Verifizierung der Matlab-Routine für Azimutalmodenanalyse (AMA)

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Matlab-Routine für die Azimutalmodenanalyse, welche im Zuge dieser Arbeit von Fortran in Matlab umgeschrieben und erweitert wurde, aufgeführt. Ebenso wird ein Vergleich zwischen der Matlab -und Fortran-Routine präsentiert. Für den Vergleich und die Visualisierung wurde eine Matlab-Routine erstellt, welche im Folgenden herangezogen wird. In Abbildung 43 sind die Ergebnisse der Routine für die Azimutalmodenanalyse dargestellt. Im Bild links oben sind die Matlab Ergebnisse, rechts oben die Fortran Ergebnisse und unten die Differenz zwischen den beiden zu finden. Der Mittelwert der Modenamplituden beträgt $\bar{a}_m = 0,6448892815$ Pa und der Mittelwert der Differenz beträgt $\Delta\bar{a}_m = 9,22131148794 \cdot 10^{-10}$ Pa . Hier ist erkennbar, dass die Differenz erst bei der neunten Kommastelle ist, weshalb die Unterscheide zwischen Matlab- und Fortran – Routine vernachlässigbar sind.

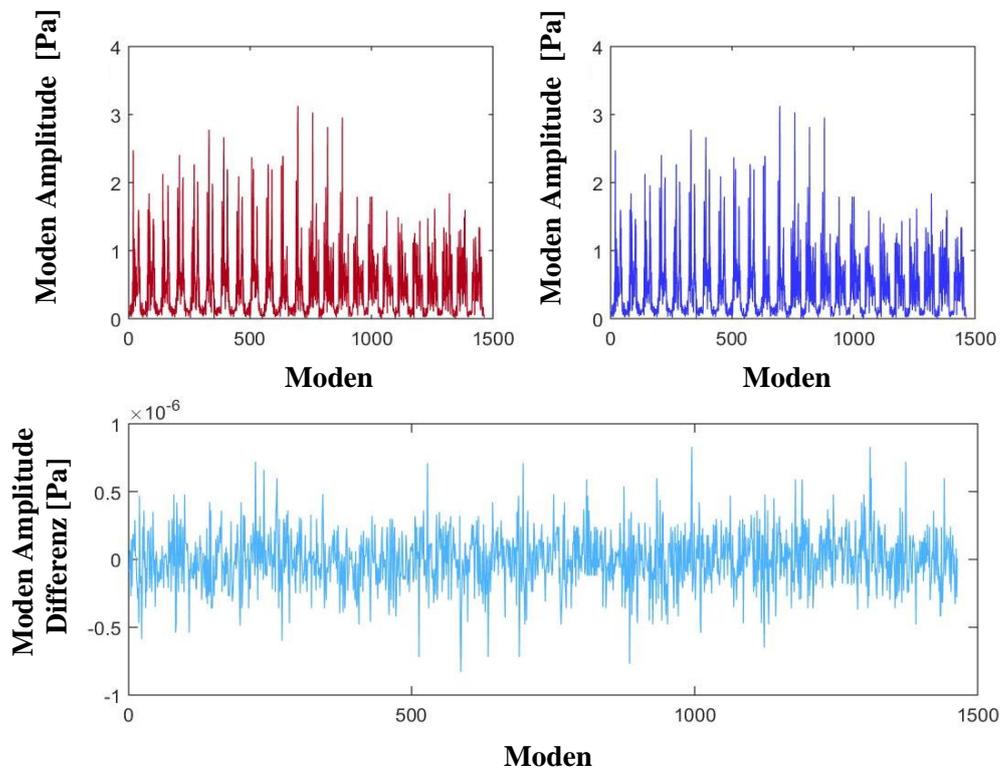


Abbildung 43: Ergebnisse der Routine der Azimutalmodenanalyse; Matlab Ergebnis (oben links), Fortran Ergebnis (oben rechts) und die Differenz zwischen Matlab und Fortran (unten).

5. Kapitel

Messergebnisse und Diskussion

Der folgende Abschnitt stellt die Messergebnisse der verschiedenen TEC Konfigurationen für beide Betriebspunkte Design point und Off-Design dar (siehe Abschnitt 3.3). Das heißt, hier werden zwei TEC Konfigurationen angegeben und miteinander verglichen, wobei es sich bei der einen um eine mit Riblets bestückte und bei der zweiten um eine Referenzkonfiguration ohne Riblets handelt.

Als erstes werden die Messergebnisse der Fünf-Loch-Sonde in der Ebene C für die entsprechenden Betriebspunkte angegeben und diskutiert. Danach werden die Strömungsfelder in der Ebene D dargestellt und ebenfalls miteinander verglichen. Schlussendlich werden noch die akustischen Messergebnisse angeführt und ausführlich erklärt, da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Untersuchung des Einflusses von Riblets auf der Saugseite der TEC Beschaukelung auf die Schallabstrahlung bzw. der Entstehung liegt.

5.1 Off-Design Point

5.1.1 Strömungsfeld Rotor Austritt (Ebene C)

Zur Beschreibung der Strömungscharakteristiken im Betriebspunkt Off-Design werden die Messdaten in Ebene C (Strömungsfeld hinter dem Rotor) repräsentativ für beide TEC Konfigurationen (Riblets und Referenz) dargestellt. Die Blickrichtung ist entgegen der Strömung gerichtet und die Drehrichtung des Rotors ist im Uhrzeigersinn.

Die Berechnung des Totaldruck-Koeffizienten erfolgt nach der Gleichung (5.1). Hier wurde in Umfangsrichtung der Mittelwert des statischen Druck \bar{p}_{stat} vom massengemittelten Totaldruck p_t für jede Messposition subtrahiert und durch den Staudruck dividiert, woraus sich der dimensionslose Totaldruck-Koeffizient c_{pt} ergibt.

$$c_{\text{pt}} = \frac{p_t - \bar{p}_{\text{stat}}}{\bar{p}_t - \bar{p}_{\text{stat}}} \quad (5.1)$$

Abbildung 44 zeigt die Totaldruck-Koeffizient Verteilung in der Ebene C. Die Nachläufe des stromaufwärts liegenden Stators sind durch die gestrichelten schwarzen Linien dargestellt. Hier ist die Schaufeldruckseite mit (PS) und die Saugseite mit (SS) dargestellt. Um die beiden Abbildungen vergleichen zu können, wurde die gleiche Skalierung bei den Konfigurationen verwendet. In dieser Abbildung können drei Abschnitte identifiziert werden. Der erste Abschnitt befindet sich in der Nähe der Nabe und hat ca. 20% Kanalhöhe. Dieser Effekt wird von den Sekundärströmungen, sowohl des Rotors als auch des stromauf liegenden Stators, sowie den Wechselwirkungen dieser beiden Strukturen erzeugt. Der Bereich in der Mitte mit ca. 85% Kanalhöhe zeigt den Nachlauf des Stator. In der Nähe des Casing kann ein Bereich mit geringem Gesamtdruck, der sich als Band in Umfangsrichtung erstreckt, identifiziert werden. Diese Totaldruckminderung entsteht durch Sekundäreffekte, wie auch im ersten Bereich, sowie durch den in diesem Bereich vorhandenen Tip Leakage Vortex am Rotor. Bei der Betrachtung von Abbildung 44 ist ersichtlich, dass die beiden TEC Konfigurationen ähnliche Eintrittsbedingungen haben.

In Abbildung 45 sind identische Verteilungen der Werte in radialer Richtung zu sehen. Das heißt, die Abweichungen für den Totaldruck-Koeffizient zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen sind minimal. Dieser minimale Unterschied befindet sich innerhalb der Messgenauigkeit. Das Minimum, welches in der Abbildung mit (A) gekennzeichnet wurde, entsteht infolge oberer Kanalwirbel und Spaltwirbel. Das mit (B) gekennzeichnete Minimum entsteht infolge unterer Kanalwirbel. Diese Wirbel ergeben eine Vermischung der Strömung was in einem Totaldruckverlust endet.

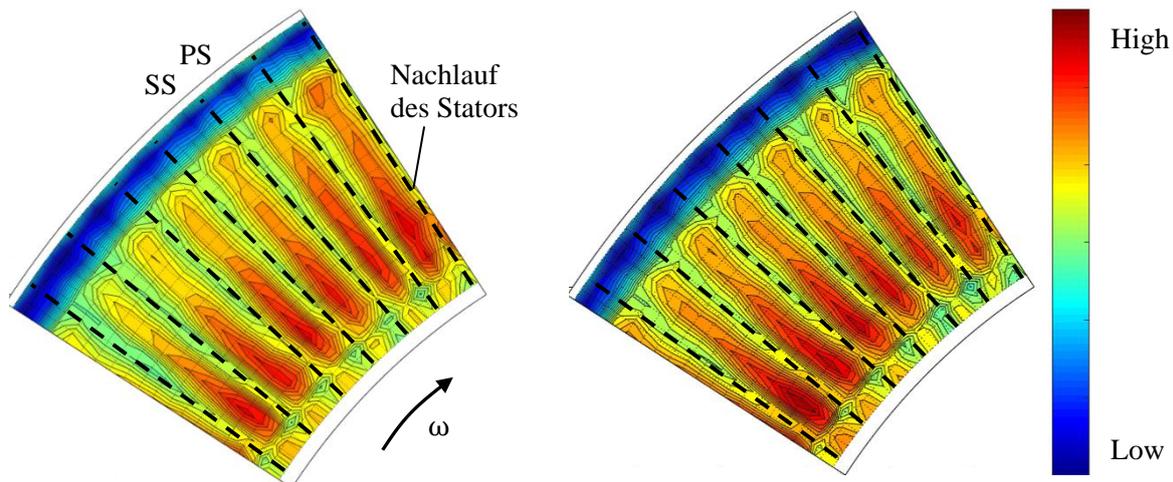


Abbildung 44: Totaldruck-Koeffizienten Verteilung, Ebene C, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

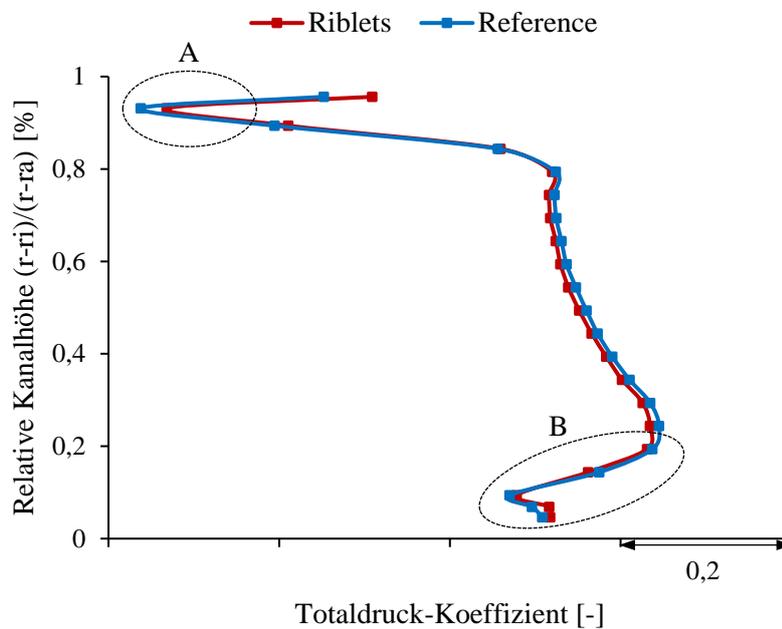


Abbildung 45: Totaldruck-Koeffizient, Ebene C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

In Abbildung 46 ist die Machzahl dargestellt, wo auch die Nachläufe des Stators sehr deutlich zu erkennen sind (gestrichelte schwarze Linien). Wenn man die Radial- und Umfangsverteilung der Machzahl betrachtet, sind ähnliche Bereiche bei beiden TEC Konfigurationen zu identifizieren, welche bereits bei der Totaldruck Verteilung zu sehen waren. Eine starke Abnahme der Machzahl ist ebenfalls nah am Casing festzustellen, welche infolge oberer Kanalwirbel und Spaltwirbel stattfindet. Nah an der Nabe ergibt sich ähnliches, wobei dort das Strömungsfeld infolge unterer Kanalwirbel beeinflusst wird. Diese zwei Bereiche sind auch in Abbildung 47 mit (B) und (C) gekennzeichnet. Ein weiterer Bereich am Casing entsteht durch den Jet über den Rotor und führt zu einem höheren Machzahlwert. Dieser ist in Abbildung 46 sowie in Abbildung 47 mit (A) gekennzeichnet. Hier sind die Verläufe der in Umfangsrichtung gemittelten Machzahl über die relative Kanalhöhe für beide TEC Konfigurationen dargestellt, welche nahezu identisch sind. Die Abweichung befindet sich innerhalb der Meßunsicherheit, welche auch in Abbildung 47 dargestellt ist.

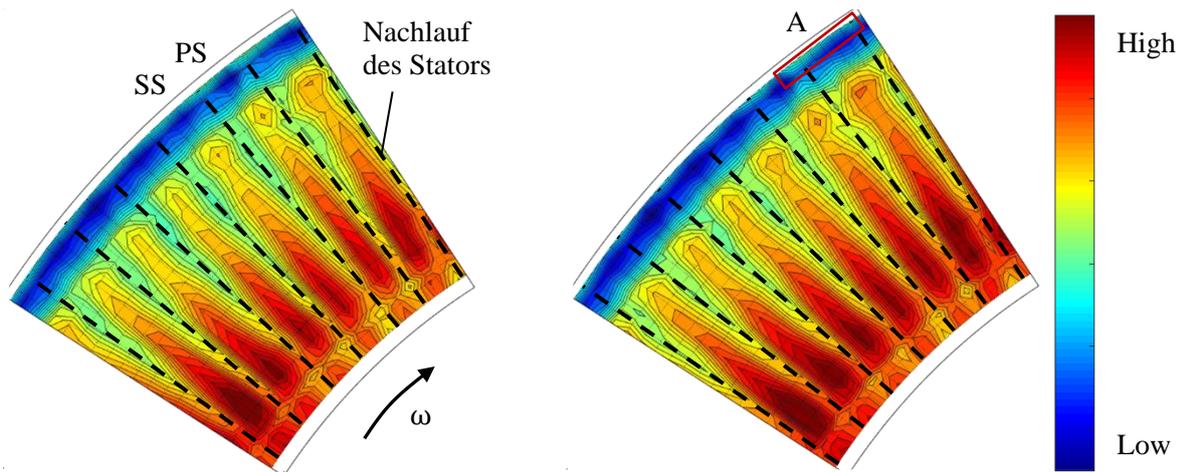


Abbildung 46: Machzahl Verteilung, Ebene C; Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

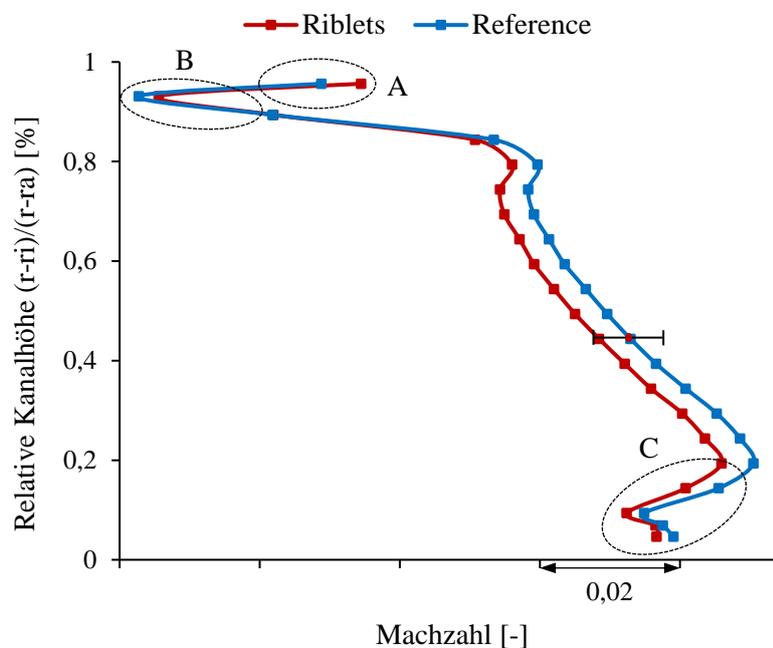


Abbildung 47: Machzahl, Eben C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Betrachtet man den Yaw-Angle in Abbildung 48, so ist ein stetiger Anstieg des Winkels von der Nabe in Richtung des Casings zu bemerken. Hier ist wieder der Tip Leakage Vortex des Rotors im wandnahen Bereich zu erkennen, wodurch eine starke Veränderung des Yaw-Angles aufgrund der sehr starken Wirbel in diesem Bereich resultiert. Die Strömungsumlenkung hin zu geringeren Yaw-Angel nah an der Nabe, welche in Abbildung 49 mit (A) gekennzeichnet ist, entsteht infolge unterer Kanalwirbel.

Betrachtet man den in Umfangsrichtung gemittelten Yaw-Angle über die relative Kanalhöhe in Abbildung 49, so lässt sich eine leichte Differenz zwischen Riblets- und Referenz-Konfiguration erkennen. Dies ist hauptsächlich auf die Messungenauigkeit zurückzuführen. Somit wird der gleiche Betriebspunkt bei beiden TEC Konfigurationen bestätigt. Das heißt, es treten keine Stromaufwärts-Effekte durch die verschiedenen TEC-Konfigurationen auf.

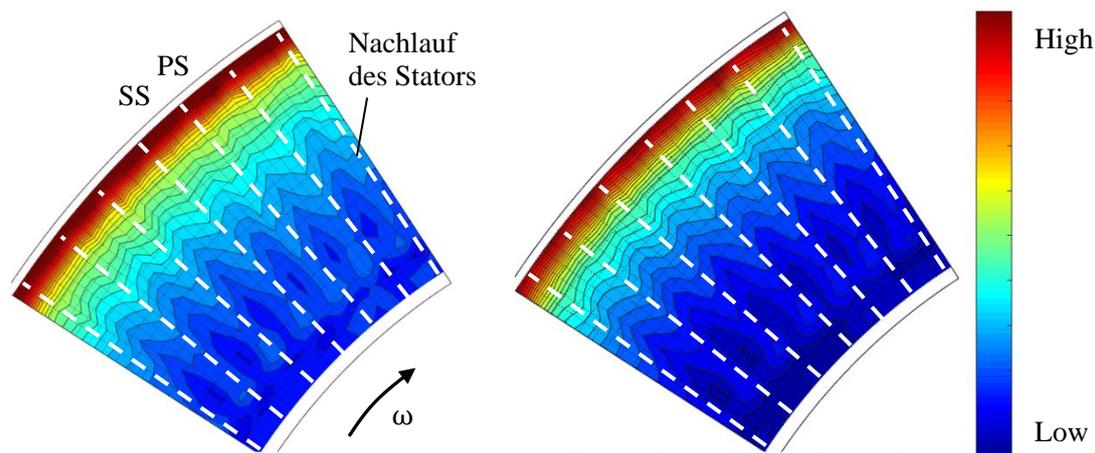


Abbildung 48: Yaw-Angle, Ebene C, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

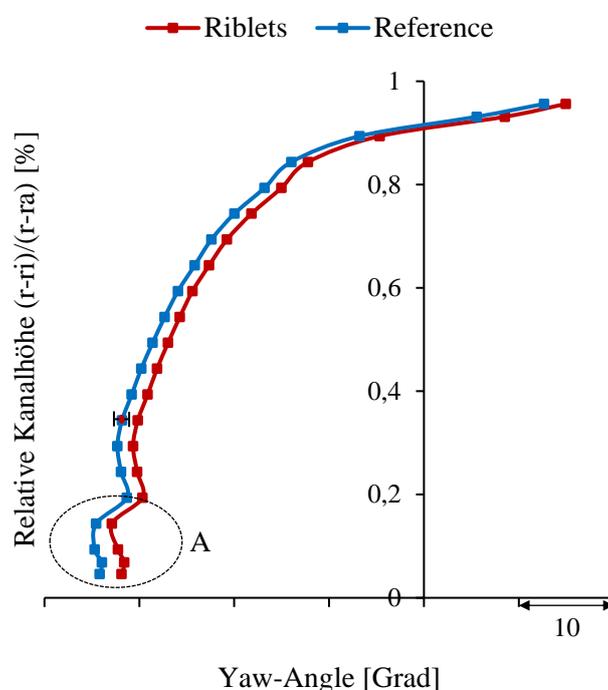


Abbildung 49: Yaw-Angle, Eben C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

5.1.2 Strömungsfeld TEC Austritt (Ebene D)

Der folgende Abschnitt befasst sich mit dem Strömungsfeld hinter dem TEC in der Ebene D (siehe Abschnitt 3.4). In Abbildung 50 ist links die Totaldruck-Koeffizient Verteilung für die Riblets-Konfiguration und rechts für die Referenz-Konfiguration zu sehen. Beide werden stromaufwärts betrachtet, wobei die roten Bereiche hohe Drücke und blaue Bereiche niedrige Drücke darstellen. Der Nachlauf der Schaufel ist hier durch den minimalen Totaldruck-Koeffizient gegeben, welcher in Abbildung 50 durch eine gestrichelte schwarze Linie dargestellt ist. Die Druck- und Saugseite der Schaufel sind hier durch (PS) und (SS) gekennzeichnet.

Zusätzlich zu dem Nachlauf können zwei Bereiche (siehe Markierung (A) und (B)) mit niedrigem Totaldruck-Koeffizient identifiziert werden. Ein solcher Bereich befindet sich nah an der Nabe und ist mit (A) gekennzeichnet. Dieser wird durch die Sekundärströmung in der Nähe der Nabe erzeugt. Dies kann

auch durch den positiven Yaw-Angle in Abbildung 55 identifiziert werden, wo der gemittelte Yaw-Angle in der Nähe der Nabe positiv wird. Der zweite Bereich befindet sich an der Hinterkante nahe am Casing. Dieser Bereich wurde in der Abbildung mit (B) gekennzeichnet und entsteht durch eine Strömungsablösung an der Schaufeldruckseite im vorderen Bereich der Schaufel. Nah am Casing wird die Strömung stark vom Tip Leakage Vortex beeinflusst. Dadurch kommt es zu einer Fehlanströmung (größerer Yaw-Angle, siehe Abbildung 55), wodurch die Ablösung hervorgerufen wird. (siehe [26] S.170). Durch den Upper Passage Vortex (UPV) wird diese von der Schaufeldruckseite in Richtung der Saugseite der benachbarten Schaufel gedrückt. Zusätzlich wird das Fluide vom Casing entlang der Saugseite in Richtung der Schaufelmitte gedrückt. Diese Wanderung des Fluids entlang der Saugseite ist anhand der Ölanstriche in [27] deutlich erkennbar.

Die Strukturen der beiden TEC Konfigurationen sind einander sehr ähnlich, wobei für den Vergleich der beiden Kurven der Totaldruck-Koeffizient c_{pt} mit der Gleichung (5.1) berechnet und über die relative Kanalhöhe in Abbildung 51 aufgetragen wurde. Der Verlauf der beiden Kurven ist nahezu identisch. Bis 20% der relativen Kanalhöhe lässt sich eine geringe Differenz zwischen beiden Kurven feststellen. Zwischen 20% und 70% kann ein Bereich mit einem höheren Totaldruck-Koeffizienten c_{pt} für die Riblets-Konfiguration identifiziert werden. Der höhere c_{pt} Wert resultiert aus höheren Geschwindigkeiten, welche in diesem Bereich aufgrund eines höheren Massendurchfluss resultiert. Nah am Gehäuse lässt sich eine geringere Abweichung zwischen den beiden TEC Konfiguration feststellen.

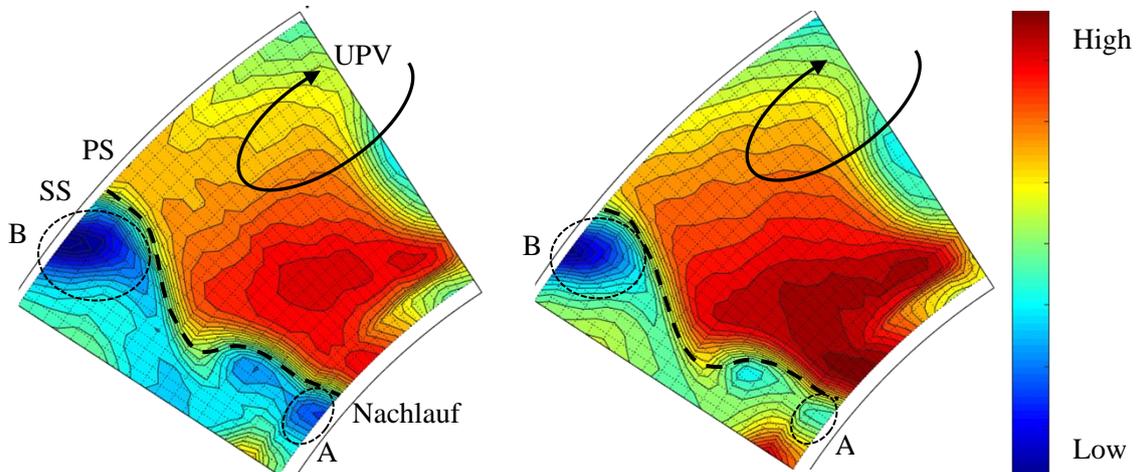


Abbildung 50: Totaldruck-Koeffizienten Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblts (links) und Referenz (rechts)

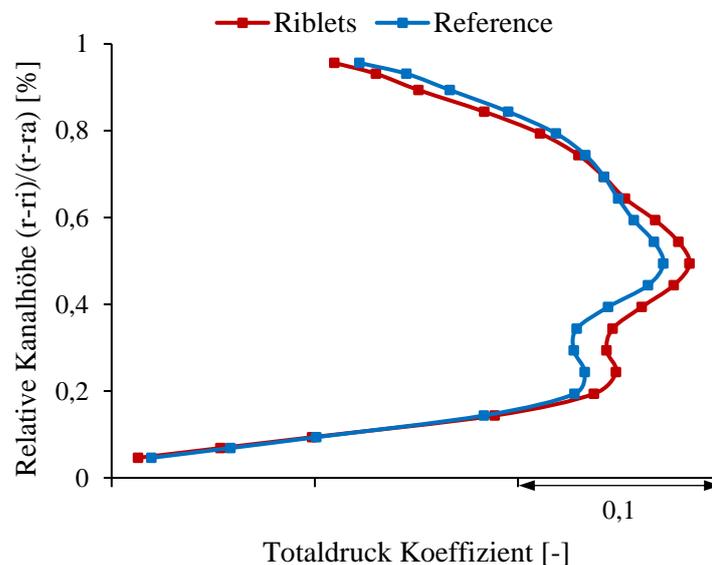


Abbildung 51: Totaldruck-Koeffizienten, Ebene D, Off-Design, Riblts (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 52 zeigt die Machzahlverteilung in der Ebene D für die Riblets (links) und die Referenz (rechts). Wiederum sind zwei Bereiche nahe an der Nabe mit geringerer Machzahl zu sehen. Einer dieser ist auf der Saugseite des Nachlaufes bzw. ist zum Teil der Nachlauf, welcher in der Abbildung mit (A) gekennzeichnet wurde. Dieser wird vor allem vom Lower Passage Vortex (LPV) beeinflusst. Und der zweite in der Abbildung mit (B) gekennzeichnete Bereich. Sie sind für beide TEC Konfigurationen nahezu identisch. Nahe am Casing ist ein Bereich mit niedrigerer Machzahl (siehe Markierung (C)). Wie bereits dargelegt wird dieser durch die Strömungsablösung an der Schaufeldruckseite hervorgerufen. Diese Ablösung wird durch den Upper Passage Vortex (UPV) in Richtung der Saugseite (SS) der benachbarten Schaufel gedrückt.

Abbildung 53 zeigt die gemittelte Machzahl über die relative Kanalhöhe, worin eine Differenz zwischen den beiden Kurven zu erkennen ist. Nah am Casing ist ein Bereich mit niedrigerer Machzahl festzustellen. Ein ähnlicher Bereich ist nahe an der Nabe zu identifizieren, welcher vom LPV verursacht werden könnte. Diese Bereiche sind bei der Riblets-Konfiguration ausgeprägter als bei der Referenz-Konfiguration. Der Bereich in der Mitte zeigt eine größere Machzahl, wobei hier nur geringfügige Unterschiede zwischen den TEC Konfigurationen zu erkennen sind. Um die Differenz zwischen den beiden Kurven im mittleren Bereich und an den Wänden vergleichen zu können, wurde die Kurve der Riblets-Konfiguration um den Betrag Ma_{diff} verschoben. In Abbildung 53 ist zusätzlich erkennbar, dass die Abweichung im Messungsbereich der 5-Loch Sonde (siehe Tabelle 8) liegt.

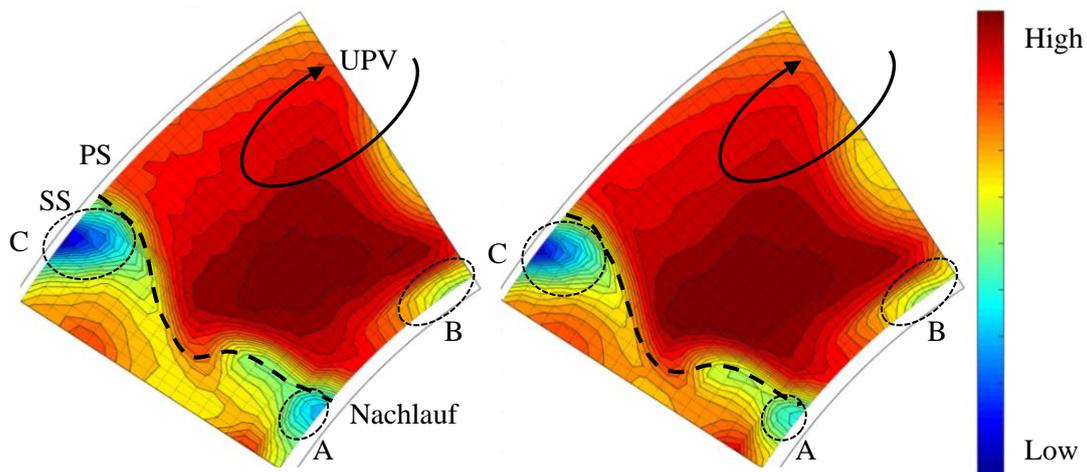


Abbildung 52: Machzahl Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

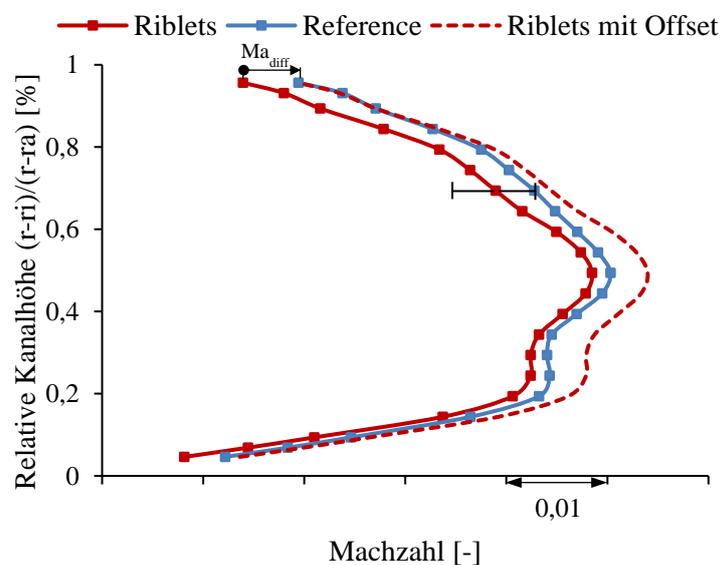


Abbildung 53: Machzahl, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Die Strömungsstrukturen wie die Wirbel bzw. Wirbelkerne können durch Betrachtung des Yaw-Angle gefunden werden. In Abbildung 54 ist ein großer Bereich nah am Casing mit positiven Yaw-Angle erkennbar. In diesem wird das Strömungsfeld primär durch den Upper Passage Vortex (UPV) bestimmt. Ähnliche Strukturen sind im wandnahen Bereich der Nabe zu sehen. Diese Bereiche sind bei der Riblets-Konfiguration stärker ausgeprägt als bei der Referenz-Konfiguration. Die Verläufe des gemittelten Yaw-Angle über die relative Kanalhöhe, welche in Abbildung 55 dargestellt sind, zeigen keine Unterschiede zwischen den beiden TEC Konfigurationen.

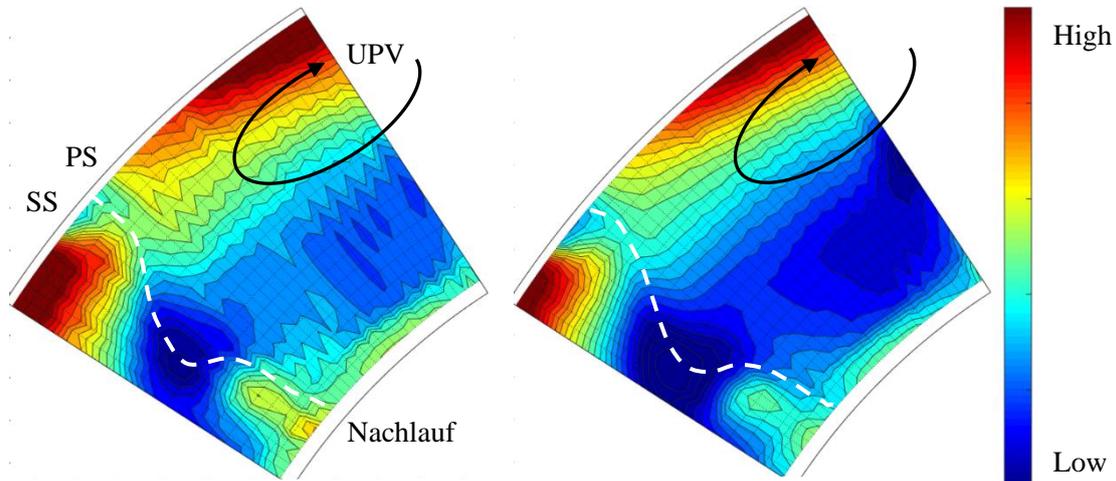


Abbildung 54: Yaw-Angle Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

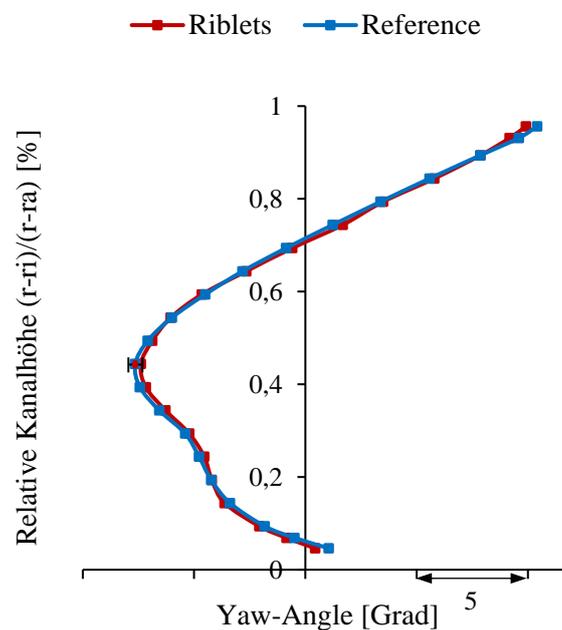


Abbildung 55: Yaw-Angle, Eben D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 56 stellt die Umlenkung für die Riblets-Konfiguration (rot) und für die Referenz-Konfiguration (blau) über die relative Kanalhöhe dar. Die Umlenkung wird mit der folgenden Gleichung berechnet und ist die Differenz zwischen dem Anström- und Abströmwinkel.

$$\alpha_{\text{Umlenkung}} = \alpha_C - \alpha_D \quad (5.2)$$

wobei α_C der Yaw-Angle in der Ebene C und α_D Yaw-Angle in der Ebene D ist. Hier erkennt man einen ähnlichen Verlauf der beiden Kurven über die ganze Kanalhöhe, wobei aber eine Differenz von ca. 5°

zwischen den beiden Kurven festzustellen ist. Nahe an der Nabe ist ein Bereich mit großer Umlenkung, wobei hier die Umlenkung bei der Referenz-Konfiguration (blau) größer ist als bei der Riblets-Konfiguration (rot). Ein stetiger Abfall des Umlenkswinkels von der Nabe in Richtung des Casing ist zu bemerken. Eine starke Abnahme der Umlenkung nah am Casing ist zu sehen, welche durch den Upper Passage Vortex (UPV) verursacht wird.

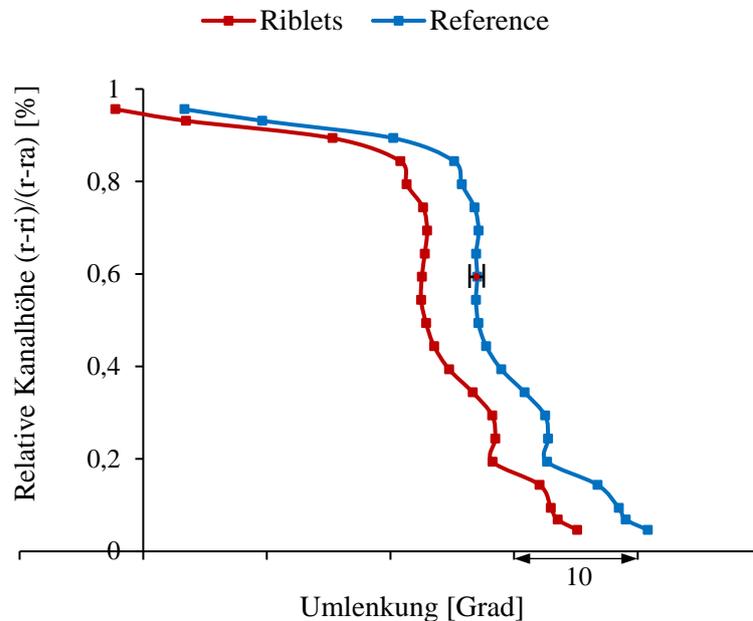


Abbildung 56: Umlenkung, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Die Verläufe von Pitch-Angle über die Kanalhöhe für die Riblets- und Referenz-Konfiguration sind in Abbildung 57 dargestellt. Wie bereits erwähnt, befindet sich nah am Casing ein stark vom Tip Leakage Vortex beeinflusster Bereich. Dieser überlagert sich mit dem Upper Passage Vortex (UPV) und drückt das Fluid vom Casing entlang der Saugseite in Richtung der Schaufelmitte (siehe [27] Figure 14). Diese Bewegung ist in Abbildung 57 dargestellt (siehe Markierung (A)), in welcher sich erkennen lässt, dass der Pitch-Angle nah am Casing stark negativ ist. In der Nähe der Nabe befindet sich ein Bereich mit positiven Pitch-Angle, in welchem das Strömungsfeld infolge der Sekundärströmung an der Nabe in Richtung der Schaufelmitte umgelenkt wird. Dieser Bereich ist in Abbildung 57 mit (B) gekennzeichnet.

Die Verläufe des Pitch-Angle für beide TEC Konfigurationen über die Kanalhöhe sind einander sehr ähnlich mit bloß geringen Abweichungen, wobei diese nahe an den Wänden größer sind als jene im mittleren Bereich des Kanals. Diese Abweichungen können aufgrund der Messungenauigkeit, welche im Bereich der Differenz zwischen den beiden Kurven liegt, entstehen.

Die Abbildung 58 zeigt den Pitch-Angle über die EGVs vor dem TEC (Ebene C) und hinter dem TEC (Ebene D) für Riblets (links) und Referenz (rechts). Die Richtung der Strömung wird hier durch den Pfeil angezeigt. Die Linien, die in radialer Richtung verteilt sind, zeigen den Pitch Angle über die relative Kanalhöhe. Die Ausrichtung der Riblets ist im Bild durch rote Linien dargestellt. Der Pitch-Angle ist positiv, wenn die Linie, von der Maschinenachse weg, nach außen gerichtet ist (von Hub zu Tip). Die Bereiche nahe an den Wänden zeigen erneut eine veränderte Charakteristik im Vergleich zum mittleren Bereich des Kanals.

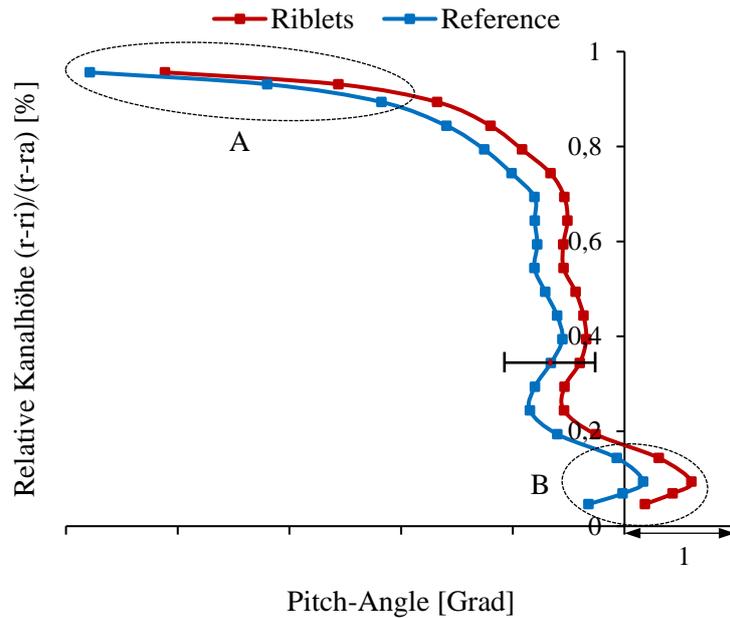


Abbildung 57: Pitch-Angle, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

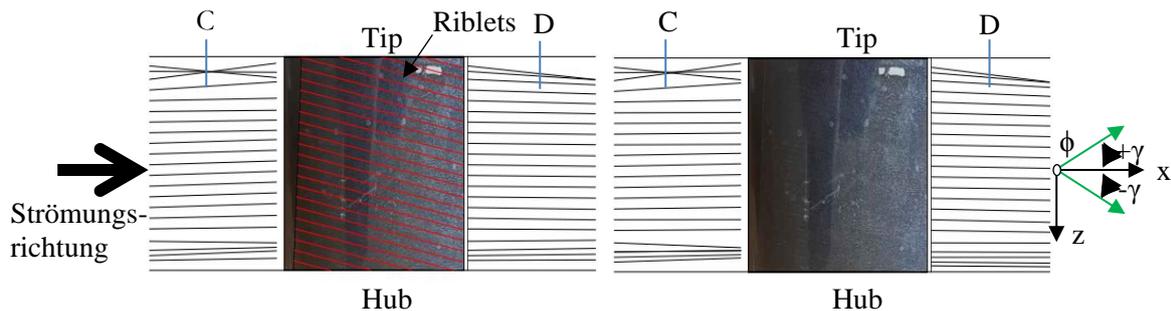


Abbildung 58: Änderung des Pitch-Angle, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

5.1.3 Akustische Messergebnisse

In diesem Kapitel werden die akustischen Messergebnisse, die am Turbinenprüfstand (STTF-AAAI) gemessen wurden, vorgestellt und diskutiert. Abbildung 59 zeigt das gemittelte Frequenzspektrum der beiden TEC Konfigurationen (Riblets und Referenz). Hier wurde das Frequenzspektrum der Referenz für den Vergleich um 20 Hz nach rechts verschoben. Die erste, zweite und dritte Blade Passing Frequency (BPF) sind hier deutlich erkennbar. Die BPF sind bei den Frequenzen 4080 Hz (1.BPF), 8160 Hz (2.BPF) und 12240 Hz (3.BPF) zu finden. Ebenso lässt sich hier erkennen, dass die maximalen Amplituden des BPF Peaks im Spektrum zwischen Riblets (rot) und Referenz (blau) identisch sind. Dies war auch zu erwarten, da Riblets keinen Einfluss auf die Blattfolgefrequenzen haben sollten. Die Abweichungen zwischen Riblets und Referenz sind eher im Breitbandrauschen zu erwarten. Für einen besseren Vergleich bezüglich der akustischen Änderung aufgrund der Riblets, wurde eine Hüllkurve in Bezug auf den Schalldruckpegel (SPL) gezeichnet, um die tonalen Spitzen zu entfernen. Riblets oder Oberflächenrauheit im Allgemeinen können den tonalen Schall nicht reduzieren, jedoch sie können das Breitbandrauschen beeinflussen.

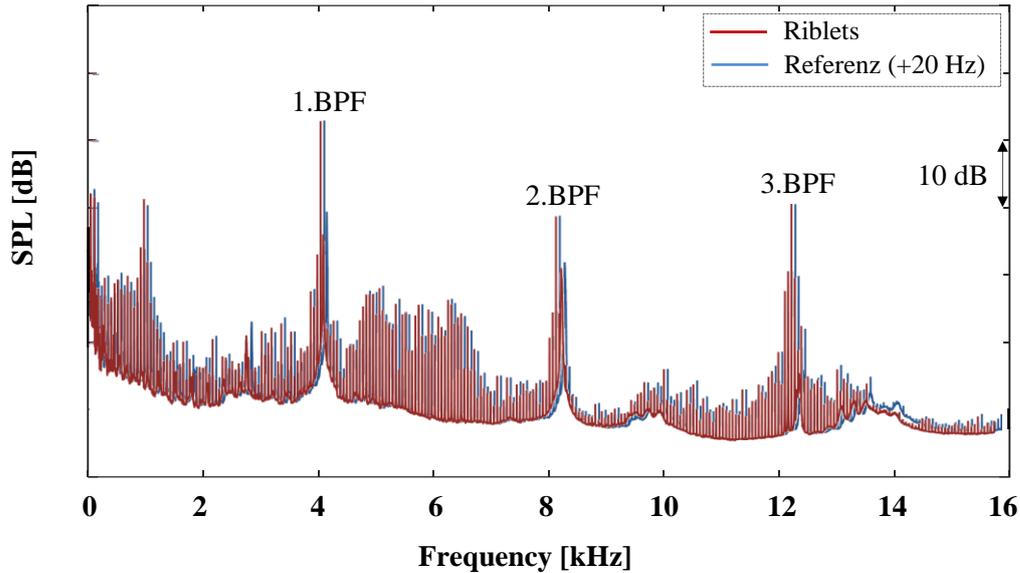


Abbildung 59: Frequenzspektrum, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

In Abbildung 60 sind die unteren Hüllkurven dargestellt. Eine Hüllkurve ist eine Kurve in der Frequenz-Amplituden-Ebene, die von einem Frequenzspektrum abgeleitet wurde, um die Peaks des tonalen Schalls zu entfernen. Einerseits sind im Frequenzspektrum die Peaks der einzelnen auftretenden Frequenzen dargestellt. Zwischen diesen diskreten Frequenzen ist das Amplitudenspektrum im Prinzip gleich Null (stark vereinfacht). Andererseits hat jeder solcher Peak eine bestimmte Amplitude. Verbindet man die Peaks auf geeignete Weise miteinander, so erhält man eine Hüllkurve. Durch diese Hüllkurve ist es möglich Amplituden der diskreten Frequenzen (tonales Geräusch) und breitbandige Amplituden (Breitbandrausch) zu unterscheiden. Durch Betrachtung der Abbildung 60 wird deutlich, dass die beiden Hüllkurven über den gesamten Frequenzbereich abgesehen vom Bereich zwischen 9 und etwa 10 kHz nahezu identisch sind. Hier zeigen die Riblets im Vergleich zum Referenzfall einen um maximal 1 dB höheren SPL-Wert. Da dies nur ein kleiner Frequenzbereich ist, in dem der SPL höher ist und die Differenz annähernd der Messgenauigkeit entspricht, führt dies zur Annahme, dass keine Änderung des Schalles infolge der Riblets beim Betriebspunkt Off-Design festzustellen ist.

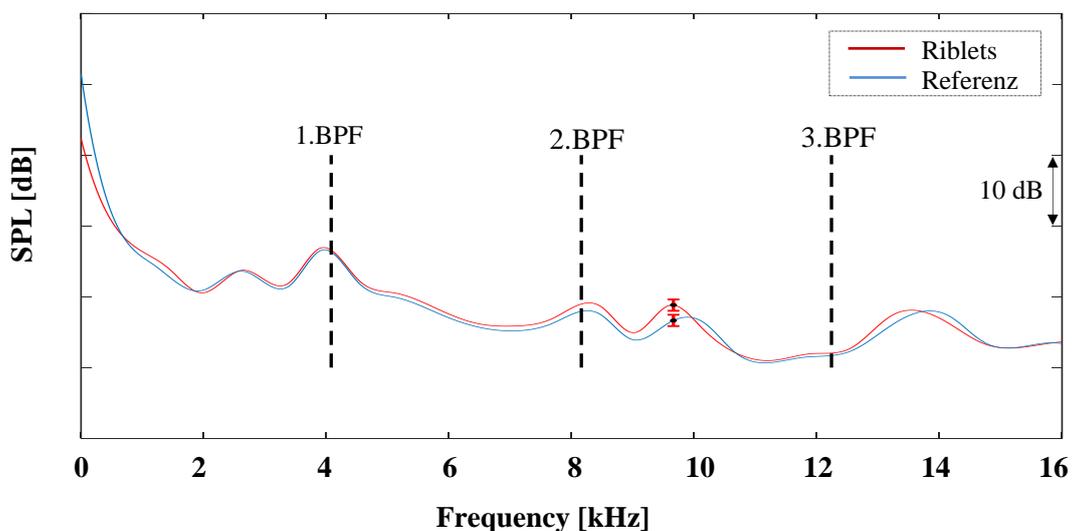


Abbildung 60: Hüllkurve, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 61 zeigt das Ergebnis der Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, wobei die linke Abbildung die Moden der Riblets-Konfiguration und die rechte die Moden der Referenz-Konfiguration darstellt. Mit Hilfe der Azimutalmodenanalyse werden Informationen über die Zusammensetzung bzw. den Aufbau des Schallfeldes erhalten. Anhand der im Schallfeld vorhandenen Modenordnungen kann man auf bestimmte Mechanismen der Schallentstehung zurückschließen, da man weiß, dass nur bestimmte Modenordnungen (siehe [13]) aufgrund der Schaufelinteraktion vorhanden sein können. Die Anzahl der ausbreitungsfähigen Moden ist durch die Cut-Off Bedingung beschränkt und hängt im Allgemeinen von der Geometrie und den Strömungsbedingungen ab (siehe Abschnitt 2.5.4). Die Cut-Off Grenze ist in Abbildung 61 durch gestrichelte rote Linien dargestellt. Die Moden, die bei diesem Betriebspunkt (Off-Design) ausbreitungsfähig sind, liegen in dem Bereich zwischen -14 und 14. Symmetrie ist durch die Vernachlässigung des Dralles gegeben. Das heißt, die Moden, die innerhalb dieser Grenzen liegen, können sich in axialer Richtung ausbreiten und ebenfalls Energie in diese Richtung transportieren. Die Moden, die außerhalb dieser Grenzen liegen, klingen mit der Zeit ab, was hier aber nicht betrachtet wird, da man sich hauptsächlich nicht direkt an der Schallquelle befindet, sondern im Fernfeld.

Die schwarzen Balken in Abbildung 61 stellen die Interaktionsmoden zwischen den Schaufelgittern dar, welche nach Tyler und Sofrin mit der Gleichung (2.74) aus einer Linearkombination der Schaufelzahlen von Stator und Rotor bestimmt werden können. In Abbildung 61 wurden die Moden mit den höchsten Schalldruckpegeln, welchen eindeutig eine Interaktion zwischen den feststehenden und den rotierenden Schaufeln zugewiesen werden können, durch Pfeile markiert. Hier sind drei Moden erkennbar, welche aus der Interaktion zwischen den stehenden TEC Schaufeln und den rotierenden Rotorschaukeln bzw. aus der Streuung dieser Mode am TEC resultieren. Wie schon im Frequenzspektrum Abbildung 59 zu sehen war, ist auch in der Azimutalmodenverteilung der Summenpegel bei der Riblets-Konfiguration und Referenz-Konfiguration nahezu identisch.

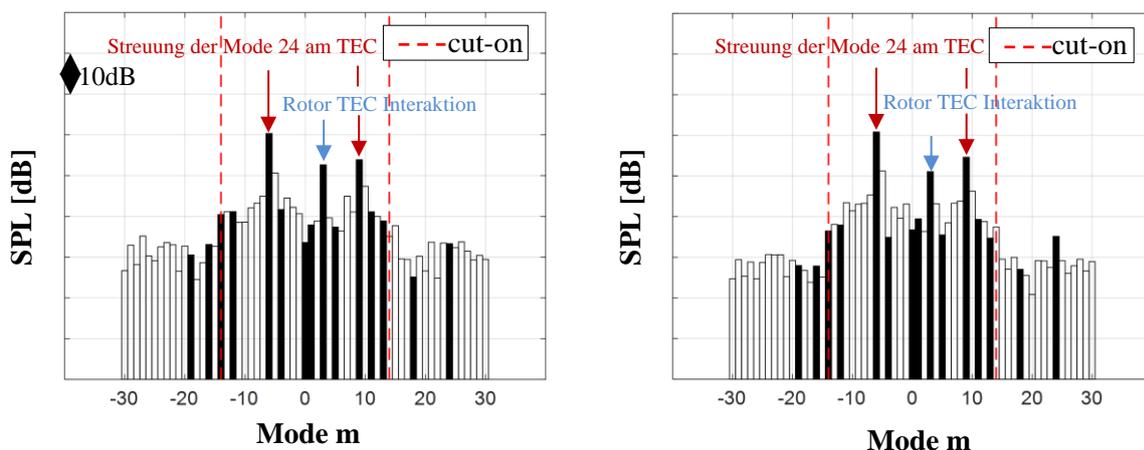


Abbildung 61: Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)

In Tabelle 11 sind die Interaktionsmoden, welche durch Interaktionen zwischen feststehenden Leit-schaufeln und den rotierenden Rotorschaukeln bzw. aus der Streuung der Moden am TEC resultieren und sich innerhalb der Cut-Off Grenzen befinden aufgelistet. Eine solche Berechnung der Moden ergibt eine Stator-Rotor Interaktion, welche die Hauptschallquelle in der Turbine beschreibt.

Tabelle 11: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen für Cut-Off Grenzen, Off-Design

Rotor-IGV						11		
Rotor-Stator								24
Rotor-TEC	-12			3				
Rotor-Strut			-4				13	
Streuung der Mode 11 am TEC			-4			11		
Streuung der Mode 24 am TEC		-6			9			

5.2 Design Point

5.2.1 Strömungsfeld Rotor Austritt (Ebene C)

Hier werden zuerst die Messergebnisse zur Beschreibung der Strömungscharakteristiken für den Betriebspunkt Design point in der Ebene C repräsentativ für beide TEC Konfigurationen (Riblets und Referenz) vorgestellt. Die Blickrichtung ist stromaufwärts gerichtet und die Rotordrehrichtung ist im Uhrzeigersinn. Die Nachläufe des Stators sind wieder durch gestrichelte schwarze Linien dargestellt, wo die Druckseite (PS) rechts und die Saugseite (SS) links von der Linie liegen.

Abbildung 62 zeigt die Totaldruck-Koeffizient Verteilung in der Ebene C nach dem Rotor, wo auch die Nachläufe des Stators sehr deutlich zu erkennen sind. Das gesamte Strömungsfeld wird hier in drei Bereiche geteilt. Der erste wandnahe Bereich, welcher mit (D) gekennzeichnet ist, erstreckt sich vom Hub aus auf ca. 20% der relativen Kanalhöhe. Hier ist ein niedriger Totaldruck-Koeffizient zu identifizieren, welcher durch Sekundär Strömungen sowohl des Rotors als auch des stromauf liegenden Stators, sowie den Wechselwirkungen dieser beiden Strukturen entsteht. Im mit (C) markierten Bereich, sind die Nachläufe des Stators deutlich zu erkennen. Der Bereich mit hohen Totaldruck-Koeffizient (markiert mit (A)), wird durch dieselben Sekundäreffekte wie im Bereich (D), sowie durch den Tip Leakage Vortex beeinflusst. Ein weiterer Bereich befindet sich am Casing (siehe Markierung (B)). Dieser zeigt hohe Werte für den Totaldruck-Koeffizient, welche durch den Jet über den Rotor entstehen. Hier sind identische Strukturen zwischen Riblets- und Referenz-Konfiguration zu erkennen, wobei der Totaldruck-Koeffizient bei der Riblets-Konfiguration geringfügig höher ist als bei der Referenz-Konfiguration.

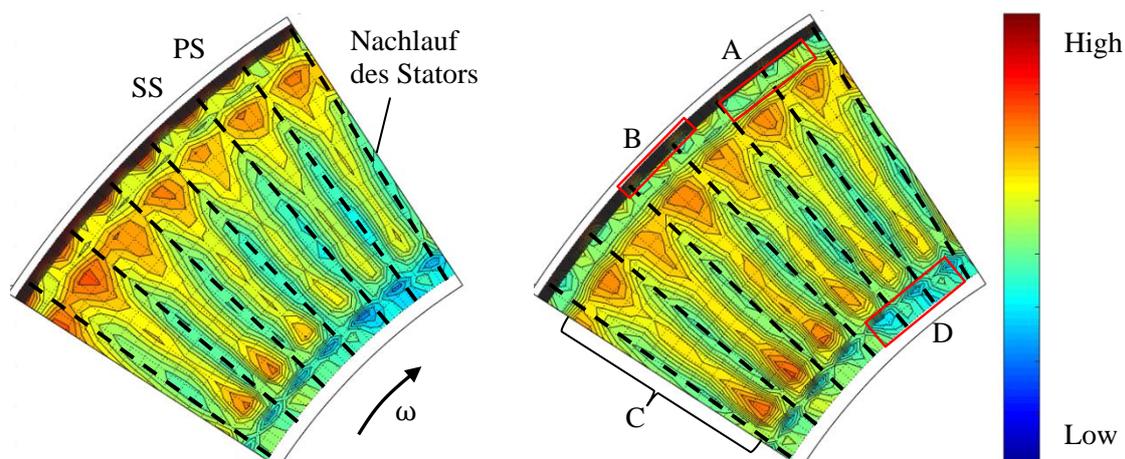


Abbildung 62: Totaldruck-Koeffizient Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

Abbildung 63 zeigt den Totaldruck-Koeffizient, welcher nach Gleichung (5.1) berechnet und über die relative Kanalhöhe aufgetragen wurde. Der Verlauf der beiden Kurven wird hier in zwei Bereiche unterteilt. Der erste erstreckt sich vom Hub bis rund 80% der relativen Kanalhöhe. In diesem Bereich lässt sich ein nahezu gleichmäßiger Verlauf der beiden Kurven mit geringer Differenz feststellen. Der Knick hin zum niedrigeren Totaldruck-Koeffizient, welcher mit (A) gekennzeichnet wurde, entsteht infolge unterer Kanalwirbel. Der zweite Bereich befindet sich nahe am Casing (siehe Markierung (B)) und erstreckt sich über ca. 20% der relativen Kanalhöhe, welcher infolge oberer Kanalwirbel und Spaltwirbel entsteht. Hier sind die Verläufe der beiden Kurven wie im ersten Bereich sehr ähnlich, allerdings mit höherer Differenz.

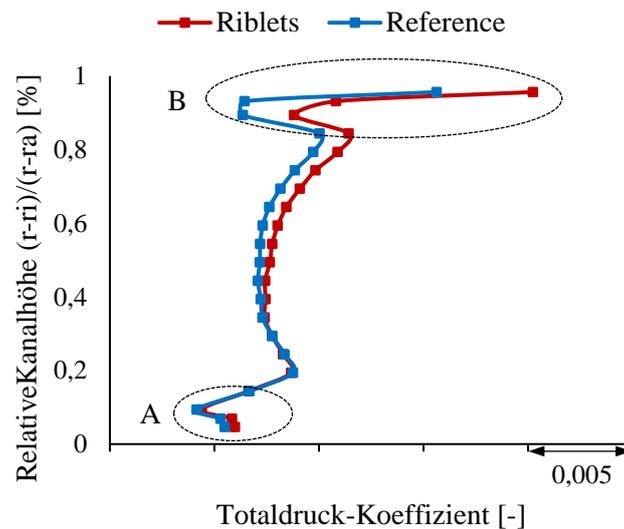


Abbildung 63: Totaldruck-Koeffizient, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

In Abbildung 64 ist die Machzahl dargestellt, wobei auch die Nachläufe des Stators wieder sehr deutlich zu erkennen sind. Wenn man die Radial- und die Umfangsverteilung der Machzahl betrachtet, sind ähnliche Bereiche, wie bereits bei der Totaldruck-Koeffizient Verteilung zu sehen waren, zu identifizieren. Ein großer Machzahlgradient (siehe Markierung (A)) ist nah am Casing durch den starken Einfluss der oberen Kanalwirbel und Spaltwirbel zu erkennen, sowie nah an der Nabe (siehe Markierung (B)), wo das Strömungsfeld durch unteren Kanalwirbel beeinflusst wird. Betrachtet man die gemittelten Verläufe der Machzahl über die Kanalhöhe, welche in Abbildung 65 dargestellt sind, erkennt man wiederum die gleichen Bereiche. Somit sind die Strukturen zwischen den Riblets- und Referenz-Konfigurationen gleich, wobei die Machzahl zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen geringfügige Unterschiede über die Kanalhöhe zeigt.

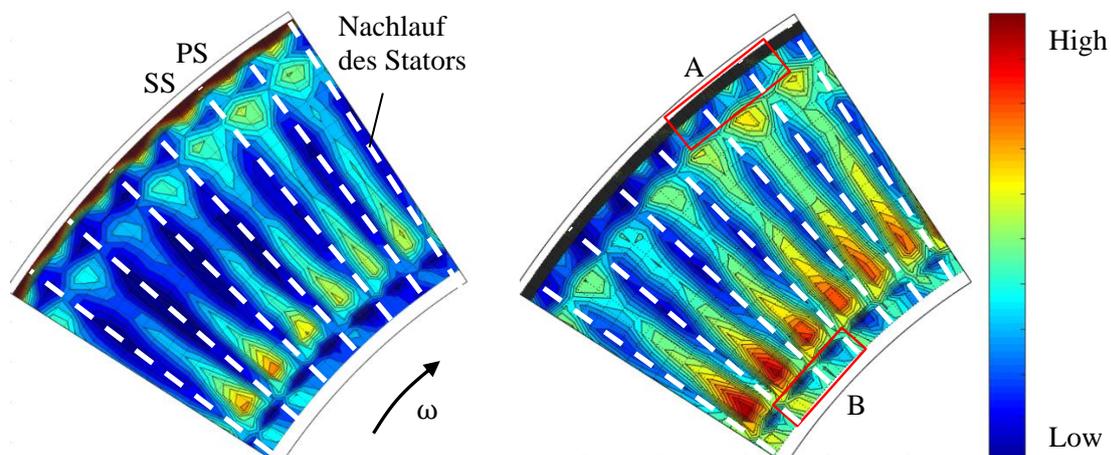


Abbildung 64: Machzahl Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

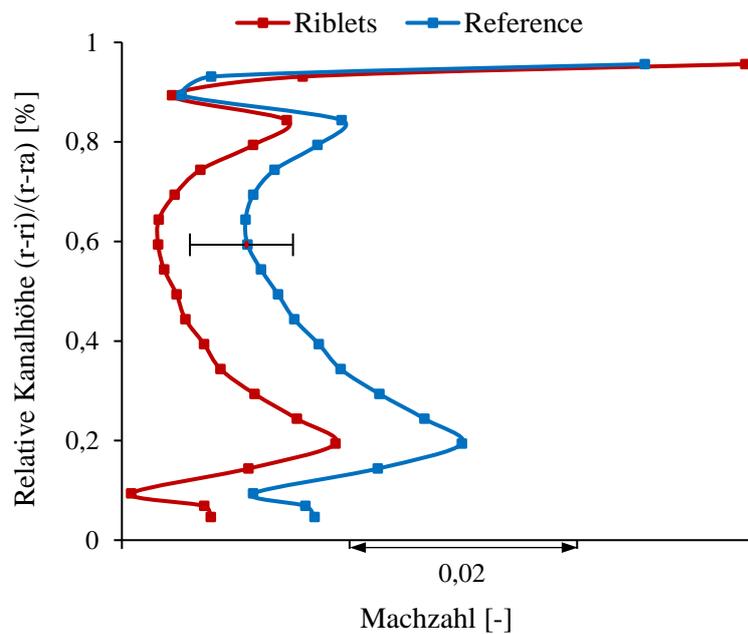


Abbildung 65: Machzahl, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 66 zeigt die Yaw-Angle Verteilung in Ebene C. Hier ist ein stetiger Anstieg des Winkels von der Nabe in Richtung des Casings zu bemerken. Der Tip Leakage Vortex macht sich hierbei im wandnahen Bereich aufgrund sehr starker Wirbel erneut bemerkbar. Demgemäß ändert sich der Yaw-Angle in diesem Bereich auch sehr stark (siehe Markierung (A)). In Abbildung 67 ist zu sehen, dass die Verläufe der beiden Kurven (Riblets und Referenz) über die Kanalhöhe identisch sind. Betrachtet man wandnahe Bereiche, welche in Abbildung 67 mit (A) und (B) gekennzeichnet sind, sind die Einflüsse der unteren- und oberen Kanalwirbel sowie des Spaltwirbels erkennbar. Hier ist allerdings auch eine leichte Differenz von ca. 1° zwischen Riblets- und Referenz-Konfiguration über die ganze relative Kanalhöhe zu erkennen. Diese Abweichung des Yaw-Angles in Ebene C zwischen den beiden TEC Konfigurationen könnte infolge der Messgenauigkeit der 5-Loch Sonde (siehe Tabelle 8) entstehen.

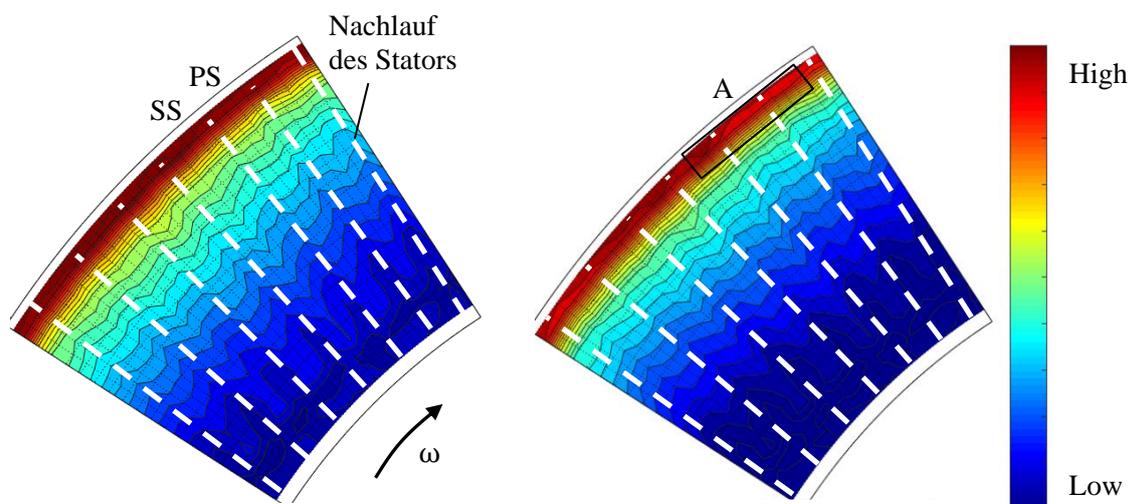


Abbildung 66: Yaw-Angle Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

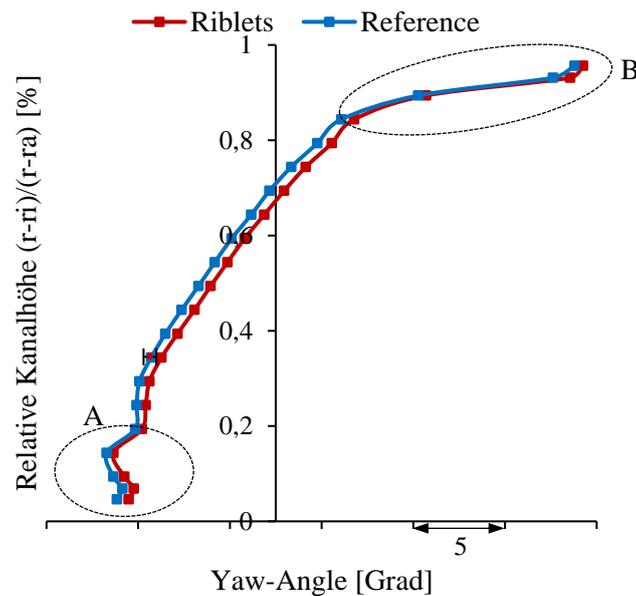


Abbildung 67: Yaw-Angle, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Die aerodynamischen Eigenschaften weisen für den Betriebspunkt Design point in der Ebene C sehr geringe Abweichungen zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen auf. Das heißt eine sehr gute Betriebspunkteinstellung während der Messung, sowie keine stromaufwärts gerichtete Rückwirkung vom TEC infolge der Riblets sind festzustellen.

5.2.2 Strömungsfeld TEC Austritt (Ebene D)

Der folgende Abschnitt befasst sich mit dem Strömungsfeld hinter dem TEC in der Ebene D für den Betriebspunkt Design point. In Abbildung 68 ist links die Totaldruck-Koeffizient Verteilung für die Riblets-Konfiguration und rechts für die Referenz-Konfiguration abgebildet. Beide werden stromaufwärts betrachtet, wobei die roten Bereiche hohe Drücke und blaue Bereiche niedrige Drücke darstellen. Der Nachlauf von der Schaufel ist in Abbildung 68 durch eine gestrichelte schwarze Linie gekennzeichnet. Die Schaufelsaugseite ist im Bild mit (SS) und die Schaufeldruckseite mit (PS) bezeichnet. Zwei Wirbel in der Nähe der Wände (Hub und Casing) können eindeutig identifiziert werden. Ein großer am Casing, bei dem es sich um den Upper Passage Vortex (UPV) handelt und ein kleiner am Hub, bei dem angenommen wird, dass es sich um den Lower Passage Vortex (LPV) handelt. Ein Bereich kann nah an der Nabe mit niedrigerem Totaldruck-Koeffizient identifiziert werden, welcher in Abbildung 68 mit (A) gekennzeichnet ist und bei der Riblets-Konfiguration ausgeprägter ist als bei der Referenz-Konfiguration. Der zweite wandnahe Bereich mit niedrigerem Totaldruck-Koeffizient, welcher in Abbildung mit (B) gekennzeichnet wurde, ist deutlich größer als der an der Nabe und befindet sich am Casing (Tip). Wie bereits erwähnt entsteht dieser Bereich durch die Strömungsablösung an der Schaufeldruckseite im vorderen Bereich der Anströmung. Nah am Casing wird die Strömung stark von dem Tip Leakage Vortex beeinflusst. Infolge dieser kommt es zu einer Fehlanströmung (größerer Yaw-Angle), wodurch die Ablösung hervorgerufen wird (siehe [26] S.170). Durch den Upper Passage Vortex (UPV) werden die in Ablösebereichen entstehenden Strukturen von der Schaufeldruckseite in Richtung der Saugseite der benachbarten Schaufel gedrückt. Zusätzlich wandert das Fluid vom Casing entlang der Saugseite in Richtung der Schaufelmitte. Diese Wanderung des Fluids entlang der Saugseite ist anhand der Ölanstriche in [27] deutlich erkennbar.

Die Strukturen der beiden TEC Konfigurationen in Abbildung 68 sind einander sehr ähnlich, wobei für den Vergleich wieder der Totaldruck-Koeffizient c_{pt} berechnet und in Abbildung 69 über die relative Kanalhöhe aufgetragen wurde. Man erkennt einen ähnlichen Verlauf über die ganze relative Kanalhöhe

hinweg mit bloß geringer Differenz zwischen den beiden Kurven. Die Kurvenverläufe können hier erneut in Bereiche aufgeteilt werden. Betrachtet man wandnahe Bereiche, ist festzustellen, dass die Abweichungen zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen minimal sind. Nah am Casing sind die Werte für den Totaldruck-Koeffizient bei der Riblets-Konfiguration geringer als bei der Referenz-Konfiguration. Die geringeren Werte in den wandnahen Bereichen können infolge der dort auftretende Strömungswirbeln resultieren, welche zur Fehlanströmung der Riblets führen. Infolgedessen können die Riblets als reibungserhöhende Strukturen wirken, dies führt zu geringeren Geschwindigkeiten bzw. geringeren Massenstrom. Der Bereich 20% bis 60% der relativen Kanalhöhe weist eine größere Abweichung auf. Hier zeigt der Totaldruck-Koeffizient für die Riblets höhere Werte als die Referenz-Konfiguration, welche aus den höheren Geschwindigkeiten bzw. größeren Massenstrom resultieren kann.

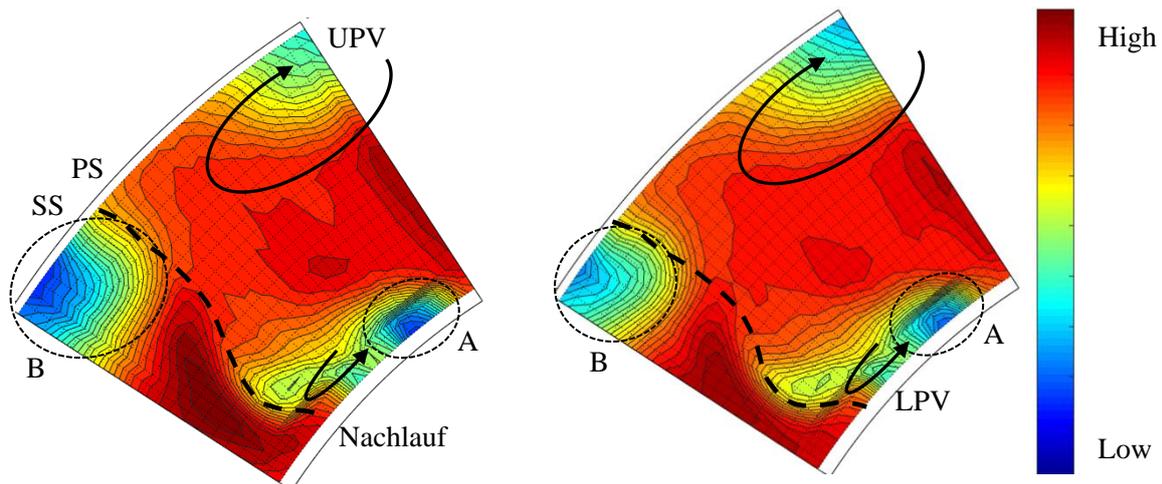


Abbildung 68: Totaldruck-Koeffizient Verteilung, Ebene D, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

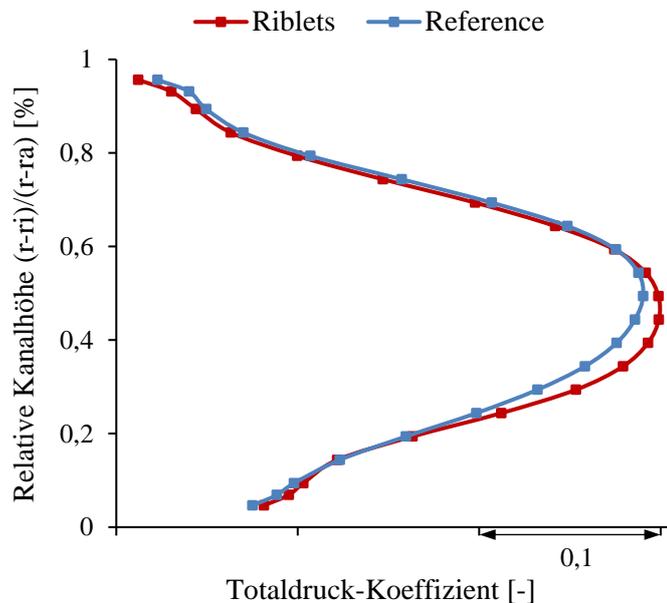


Abbildung 69: Totaldruck-Koeffizienten, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

In Abbildung 70 ist die Machzahlverteilung in der Ebene D für beide TEC Konfigurationen dargestellt. Ein Bereich nah an der Nabe mit geringer Machzahl ist festzustellen, welcher mit (A) gekennzeichnet

ist und wird vom Lower Passage Vortex (LPV) dominiert. Dieser scheint für die Riblets-Konfiguration ausgeprägter zu sein als für die Referenz-Konfiguration. Der zweite wandnahe Bereich mit niedriger Machzahl, befindet sich am Casing (Tip). Dieser ist mit (B) gekennzeichnet und bei der Riblets-Konfiguration deutlich ausgeprägter als bei der Referenz-Konfiguration. Es handelt sich hierbei wieder um die Strömungsablösung im vorderen Bereich der Schaufeldruckseite, welche infolge des Tip Leakage Vortex am Rotor entsteht.

Betrachtet man Abbildung 71, erkennt man ähnliche Verläufe der beiden Kurven über die relative Kanalhöhe, wobei eine Abweichung zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen deutlich zu erkennen ist. Die Riblets-Konfiguration weist eine geringere gemittelte Machzahl als die Referenz-Konfiguration auf, wobei zwischen 20% und 60% der relativen Kanalhöhe festzustellen ist, dass die Abweichung der beiden Kurven geringer ist als im restlichen Verlauf. Um diese Differenz besser zu erkennen, wurde der Verlauf der Riblets-Konfiguration um den Betrag Ma_{diff} (siehe Abbildung 71) verschoben. Dieser Bereich wurde auch in Abbildung 69 mit einem höheren Totaldruck-Koeffizienten c_{pt} für die Riblets-Konfiguration identifiziert.

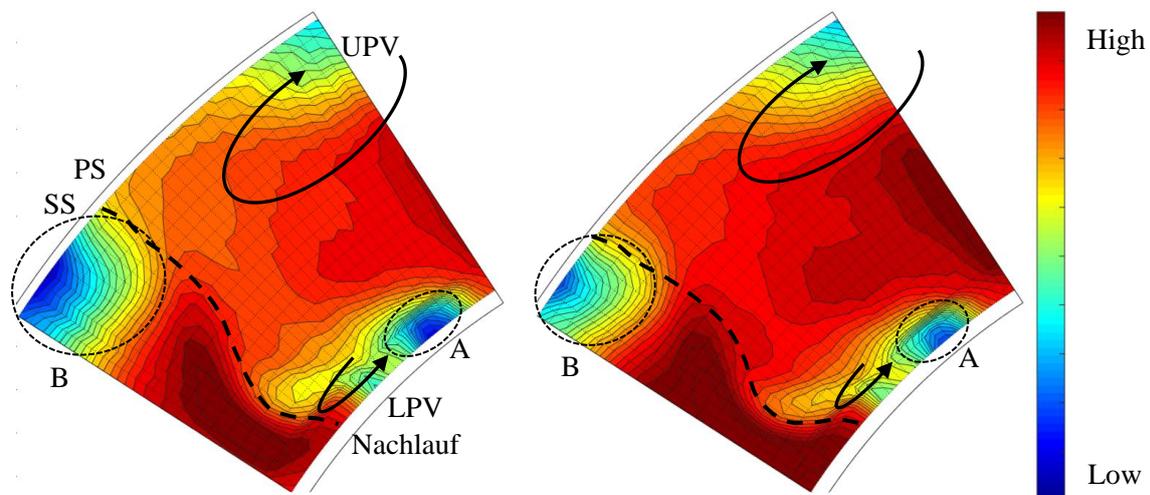


Abbildung 70: Machzahl Verteilung, Ebene D, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

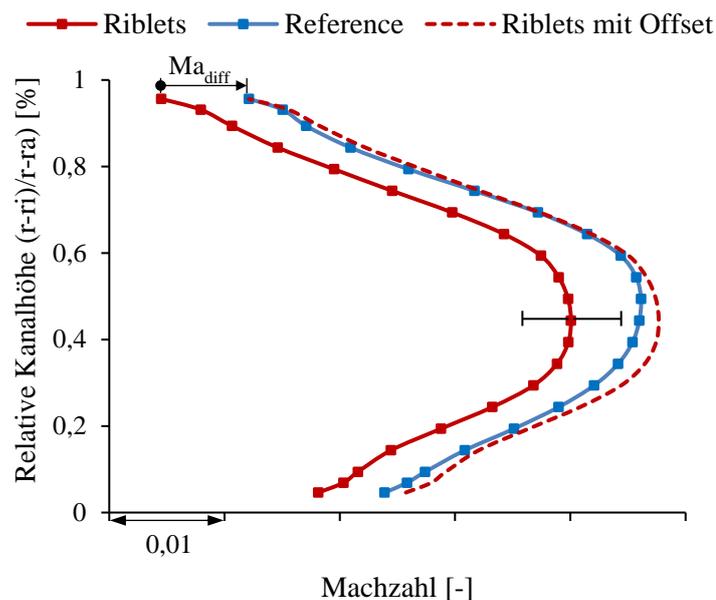


Abbildung 71: Machzahl, Eben D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 74 stellt die Umlenkung für die Riblets-Konfiguration (rot) und die Referenz-Konfiguration (blau) über die relative Kanalhöhe dar. Wie bereits in Abschnitt 5.1.2 erwähnt, ist die Umlenkung die Differenz zwischen den An- und Abströmwinkel, also die Differenz der Yaw-Angles in Ebene C und Ebene D. Die Bereiche nahe an den Wänden weisen eine größere Umlenkung auf als die im mittleren Bereich des Strömungskanals. Nahe der Nabe ist ein Bereich mit großer Umlenkung (siehe Markierung (A)) zu erkennen. Hier wird die Strömung infolge des Lower Passage Vortex (LPV) in positiver Richtung (siehe Vorzeichenkonvention im Abschnitt 3.4.2) umgelenkt. Eine Abweichung zwischen der Riblets- und Referenz-Konfiguration ist in diesem Bereich nicht zu erkennen. Allerdings ist auch ein stetiger Abfall der Umlenkung zwischen 20% und 80% der relativen Kanalhöhe zu bemerken. Die geringste Umlenkung ist bei ca. 80% der relativen Kanalhöhe erkennbar, ab wo auch ein rascher Anstieg in Richtung des Casing bemerkbar ist. In diesem Bereich (siehe Markierung (B)) wird die Strömung in die negative Richtung umgelenkt, was infolge des Upper Passage Vortex (UPV) entstehen könnte. Hier ist die Umlenkung der beiden TEC-Konfigurationen identisch.

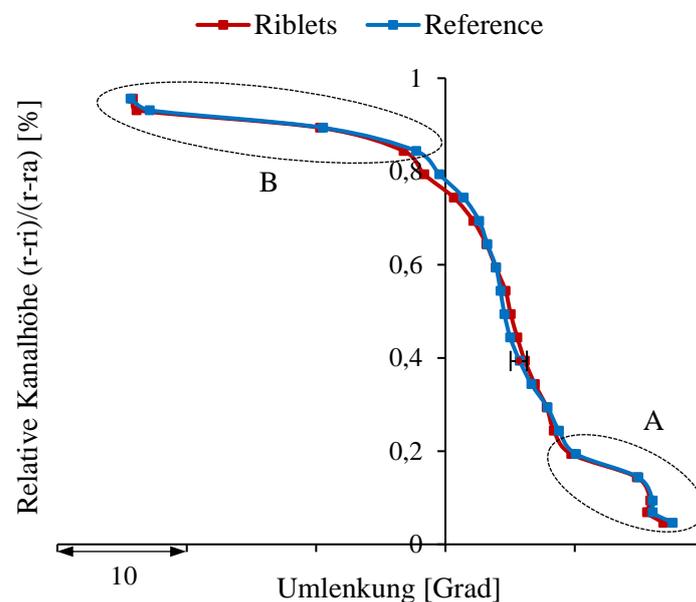


Abbildung 74: Umlenkung, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 75 zeigt die Verläufe des Pitch-Angles für die Riblets- und Referenz-Konfiguration über die Kanalhöhe. Nah am Casing (Tip) ist ein Bereich ersichtlich, der vom Upper Passage Vortex (UPV) stark beeinflusst wird und das Fluid vom Casing entlang der Saugseite in Richtung der Schaufelmitte drückt. Dieser Bereich ist in Abbildung 75 mit (A) gekennzeichnet, in welchem der Pitch-Angle stark negativ wird. Nahe der Nabe ist ein Bereich mit höherem Pitch-Angle erkennbar, bei welchem die Strömung durch die Sekundärströmung an der Nabe in positiver Richtung umgelenkt wird. Durch die Betrachtung der Ölanstriche in [28] sind diese Bereiche deutlich erkennbar. Die Verläufe der Pitch-Angle sind über die relative Kanalhöhe nahezu identisch mit geringen Abweichungen zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen, welche in der Nähe der Wände am größten sind.

Abbildung 76 zeigt den Pitch-Angle vor (Ebene C) und hinter dem TEC (Ebene D) für die Riblets- (links) und die Referenz-Konfiguration (rechts). Die Richtung der Strömung wird hier durch den Pfeil angezeigt. Die Linien, die in radialer Richtung verteilt sind, zeigen die Strömungsrichtung über die relative Kanalhöhe. Der Pitch-Angle ist positiv wenn die Linie von der Maschinenachse weg nach außen gerichtet ist (von Hub zu Tip). Die Bereiche nahe der Wände, wo die Strömung stark beeinflusst wird, sind deutlich zu erkennen.

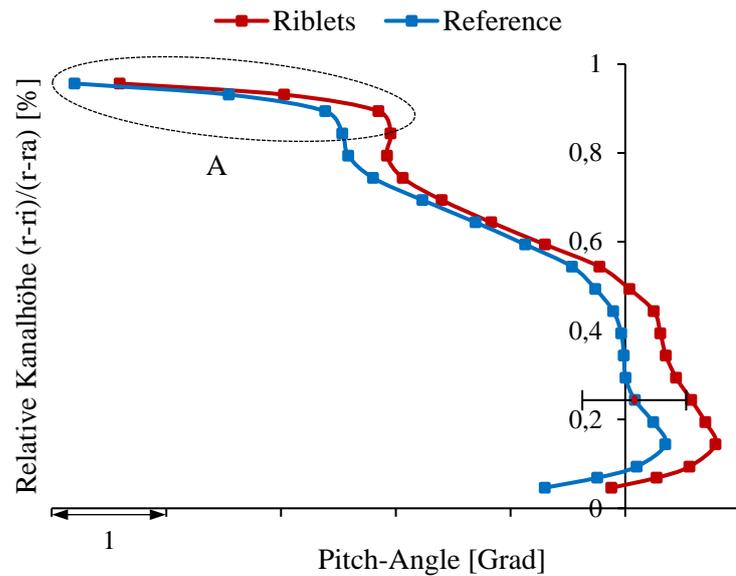


Abbildung 75: Pitch-Angle, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

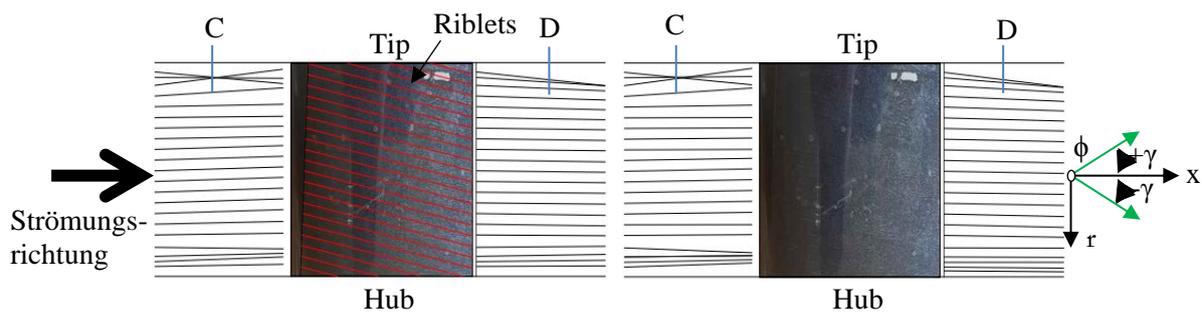


Abbildung 76: Änderung des Pitch-Angle, Riblets (links) und Referenz (rechts)

5.2.3 Akustische Messergebnisse

Die Auswertung der akustischen Messergebnisse für diesen Betriebspunkt (Design point) erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie beim Off-Design point.

In Abbildung 77 ist das gemittelte Frequenzspektrum für den Betriebspunkt Design point beider TEC Konfigurationen abgebildet, wobei die Riblets-Konfiguration hier rot und die Referenz-Konfiguration blau dargestellt ist. Die Blade Passing Frequencies (BPF) sind hier klar erkennbar. Das Frequenzspektrum der Referenz-Konfiguration wurde für den Vergleich um 20 Hz nach rechts verschoben. Die 1.BPF ist bei 5520 Hz und die zweite bei 11040 Hz. Hier ist auch erkennbar, dass die BPF Peaks im Spektrum zwischen der Riblets-Konfiguration (rot) und der Referenz-Konfiguration (blau) geringfügige Unterschiede aufweisen. Neben den BPFs sind zwei Peaks erkennbar, welche mit EF und WF gekennzeichnet sind. Der erste Peak befindet sich bei 4134 Hz und der zweite bei 8226 Hz. Ersterer stellt nach [29] bei diesem Design eine Eigenfrequenz der Scheibe dar, welcher bei der Riblets-Konfiguration um 3 dB geringer ist als bei der Referenz-Konfiguration. Betrachtet man den zweiten Peak, welcher eine Wirbelablösefrequenz (WF) sein könnte, erkennt man, dass der Peak bei der Riblets-Konfiguration um 8 dB geringer ist als bei Referenz-Konfiguration. Die Wirbelablösefrequenz lässt sich über die Strouhal-Zahl wie folgt berechnen

$$f_{\text{Ablöse}} = \frac{S_r \cdot \bar{u}}{l} \quad (5.3)$$

wobei S_r die Strouhal-Zahl, \bar{u} die mittlere Geschwindigkeit und l die charakteristische Länge ausdrückt. Aus der gemessenen mittleren Geschwindigkeit $\bar{u} = 71$ m/s (Riblets-Konfiguration), der Dicke der Schaufelhinterkante als charakteristische Länge $l = 0,0018$ m und einer in Abhängigkeit von der Reynoldszahl gewählten Strouhal-Zahl $S_r = 0,21$ ergibt sich eine Wirbelablösefrequenz von 8283 Hz.

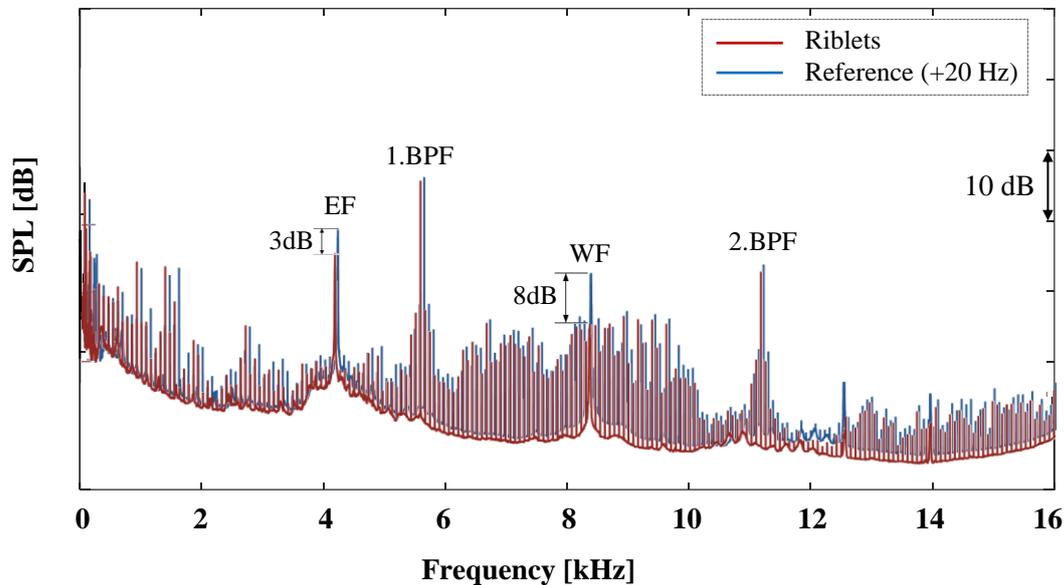


Abbildung 77: Frequenzspektrum, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Die nachfolgende Abbildung zeigt den akustischen Vergleich der beiden Hüllkurven für den Betriebspunkt Design point, welche bereits im Abschnitt 5.2.3 erläutert wurde. Wie zu sehen ist, sind die Amplituden der diskreten Frequenzen nicht dargestellt. Betrachtet man zuerst den gesamten Verlauf der beiden Hüllkurven, erkennt man, dass das Breitbandrauschen bei der Riblets-Konfiguration fast über den gesamten Verlauf niedriger ist als bei der Referenz-Konfiguration. Ab einer Frequenz von etwa 8 kHz ist ein nahezu konstanter Versatz von ca. 1 dB zwischen den Beiden TEC-Konfigurationen mit einer maximalen Differenz von etwa 1,7 dB bei 12 kHz erkennbar. Die tonalen Anteile im Frequenzspektrum (siehe Abbildung 77) ändern sich in geringem Maße, während der Breitbandanteil deutlich gesenkt wurde. Diese Reduktion lässt sich durch die Betrachtung der Lighthill-Gleichung (2.125) erklären, welche zeigt, dass der turbulente Grenzschichtlärm unter anderem auch durch die turbulenten Schubspannungen (Reynolds-Spannungen) erzeugt wird. An dieser Stelle sei nochmals festgehalten, dass eine Verringerung der Reynolds Spannungen zu einer Reduzierung des Luftwiderstandes führt, wodurch es zu einer Reduktion des hochfrequenten Strömungsgeräusches kommt (siehe Gleichung (2.125)).

Als weiteres wurde die Messungenauigkeit der Mikrofonen (siehe Abschnitt 3.4.4) betrachtet, welche auch in Abbildung 78 dargestellt ist. Hier ist ersichtlich, dass die Differenz zwischen den beiden Kurven größer ist als die Messungenauigkeit. Dies führt zur Annahme, dass die Änderung des Schalles infolge der Riblets beim Betriebspunkt Design point entsteht.

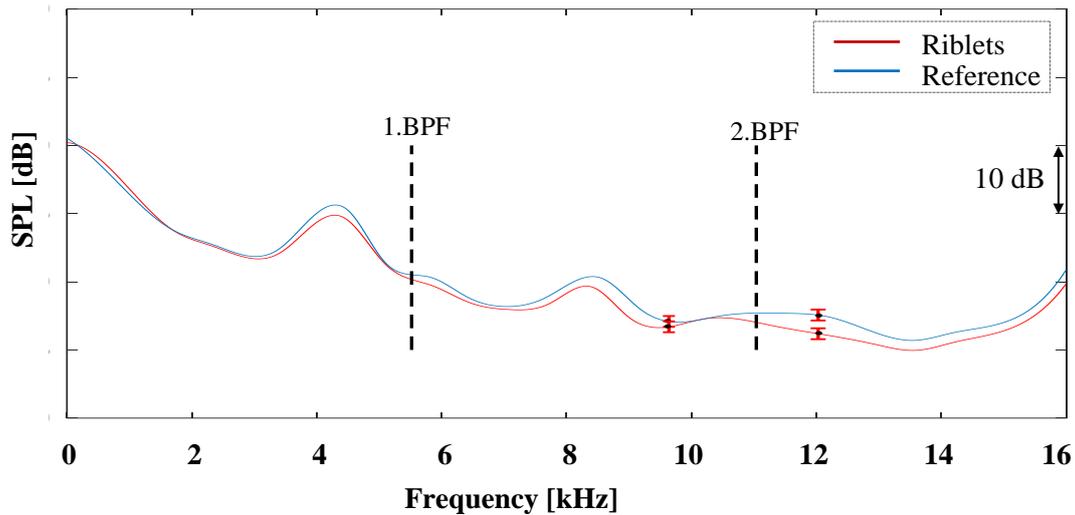


Abbildung 78: Hüllkurve, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)

Abbildung 79 zeigt die Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, wobei die linke Abbildung die Moden der Riblets-Konfiguration darstellt und die rechte Abbildung die Moden der Referenz-Konfiguration. Die Cut-Off Grenzen sind in Abbildung 79 durch gestrichelte rote Linien dargestellt. Die Moden, die bei diesem Betriebspunkt (Design point) ausbreitungsfähig sind, liegen im Bereich von -19 bis 19, wobei Symmetrie durch die Vernachlässigung des Dralles gegeben ist. Die Moden, die außerhalb dieser Grenzen liegen, klingen mit der Entfernung von der Quelle ab, wodurch die Pegel deutlich auf Rauschniveau sinken und daher hier nicht mehr betrachtet werden. Wie bereits erwähnt werden die Positionen der Cut-Off Grenzen durch die axiale Machzahl beeinflusst (siehe Gleichung (2.72)). Beim Betriebspunkt Design point ist diese im Vergleich zur Off-Design höher. Somit ist bei Design point eine größere Anzahl an ausbreitungsfähigen Moden festzustellen. Wie bereits im Abschnitt 5.1.3 erläutert, stellen die schwarzen Balken bei Abbildung 79 die Interaktionsmoden zwischen den Schaufelgittern dar. Hier sind die Moden wie Rotor-TEC Interaktion zu identifizieren, sowie eine Streuung der Mode 11 und 24 am TEC. Die Mode 11 resultiert aus der Rotor-IGV Interaktion und die Mode 24 aus der Rotor-Stator Interaktion. Der Summenpegel wurde aus allen ausbreitungsfähigen Moden berechnet. Die Moden mit höheren Amplituden tragen zum Summenpegel hauptsächlich bei, während jene Moden mit geringen Amplituden den Summenpegel nur wenig beeinflussen. Ebenso bewirken die Moden, deren Pegel sich um mehr als 10 dB zum maximalen Pegel unterscheidet, keinen Einfluss auf den Summenpegel. Der Summenpegel bei der Referenz-Konfiguration ist um ca. 1 dB höher als bei der Riblets-Konfiguration. Dies war auch im Frequenzspektrum in Abbildung 77 zu sehen.

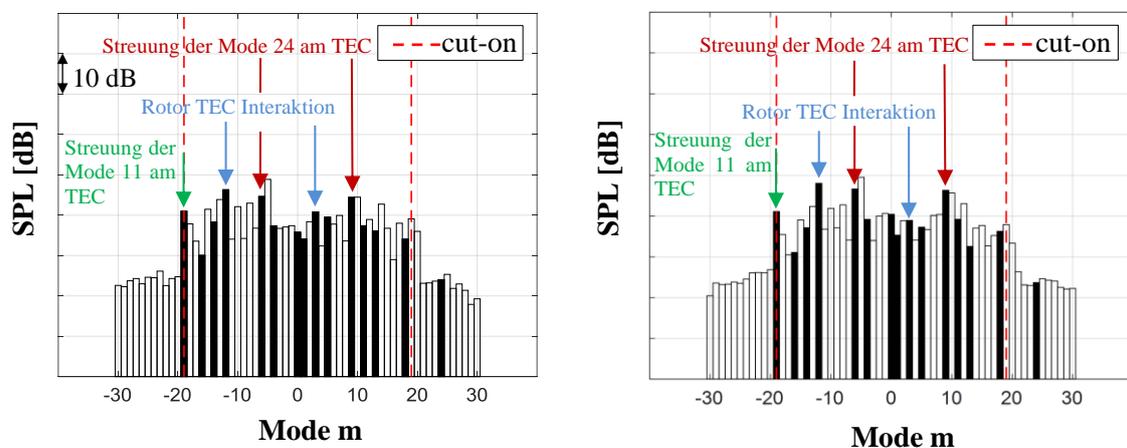


Abbildung 79: Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)

In Tabelle 12 sind die Interaktionsmoden für den Betriebspunkt Design point, welche durch Interaktion der feststehenden Leitschaufeln und rotierenden Rotorscheaufeln bzw. aus der Streuung der Moden am TEC resultieren und sich innerhalb der Cut-Off Grenzen befinden aufgelistet. Eine solche Berechnung der Moden ergibt eine Stator-Rotor Interaktion, welche die Hauptquelle des Schalldruckes in der Turbine beschreibt.

Tabelle 12: Moden resultierend aus Rotor-Stator-Interaktionen für Cut-Off Grenzen

Rotor-IGV							11		
Rotor-Stator									24
Rotor-TEC		-12			3			18	
Rotor-Strut									
Streuung der Mode 11 am TEC	-14			-4			11		
Streuung der Mode 24 am TEC			-6			9			

5.3 Zusammenfassung der beiden Betriebspunkte

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen den Vergleich der Schalleistungspegel (PWL), der sich in Strömungsrichtung ausbreitender Schallwelle für beide Betriebspunkte sowie für beide TEC Konfigurationen, welcher mit Gleichung (2.116) für drei Frequenzen (1. BPF, 9640 Hz und 12000 Hz) berechnet wurde. Der Schalleistungspegel bei der 1. BPF für die beide Betriebspunkte ist in Abbildung 80 dargestellt. Hier ist ersichtlich, dass die Schalleistungspegel bei der Riblets-Konfiguration bei beiden Betriebspunkten geringer ist als bei der Referenz. Der Betriebspunkt Design point zeigt eine Schalleistungspegelreduktion von 1 dB, der Betriebspunkt Off-Design point von 0,3 dB. Diese Minderung ist im Gegensatz zum Design point vernachlässigbar klein, da sie sich innerhalb der Messungenauigkeit befindet.

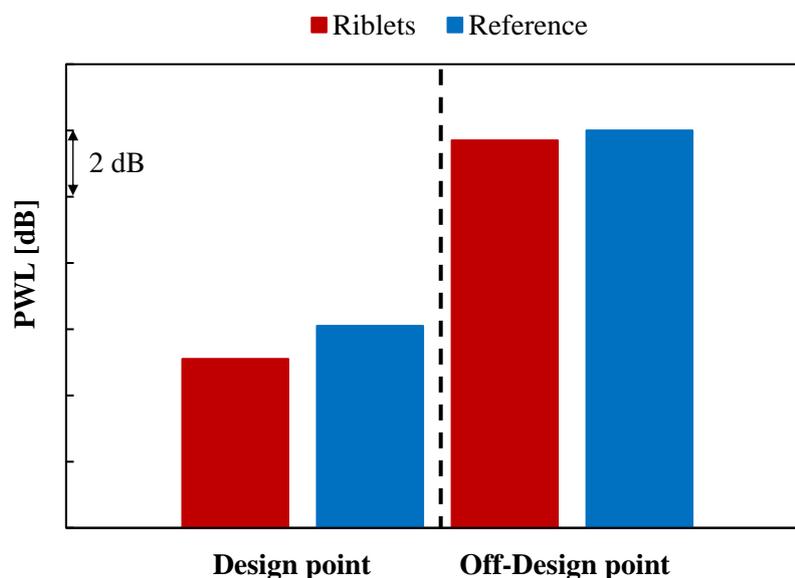


Abbildung 80: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 1st BPF

Abbildung 81 zeigt den Schalleistungspegel bei der Frequenz 9640 Hz, welche die größte Abweichung zwischen den Hüllkurven beim Betriebspunkt Off-Design in Abbildung 60 aufweist. Hier ist eine Ab-

weichung zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen deutlich zu erkennen, welche bei beiden Betriebspunkten festzustellen ist. Für die Riblets-Konfiguration zeigt der Design point eine Reduktion des Schalleistungspegels von 2,2 dB und der Off-Design point eine Erhöhung von 1,8 dB.

Der Schalleistungspegel in Abbildung 82 wurde bei der Frequenz 12 kHz berechnet. Diese Frequenz zeigt die größte Abweichung zwischen den Hüllkurven beim Betriebspunkt Design point, welche in Abbildung 78 zu sehen ist. Hier ist wieder eine Reduktion des Schalleistungspegels für die Riblets-Konfiguration beim Design point zu identifizieren, welcher um 2 dB geringer ist als bei der Referenz-Konfiguration. Betrachtet man den Off-Design point, so ist ein Anstieg des Schalleistungspegels für die Riblets-Konfiguration zu bemerken.

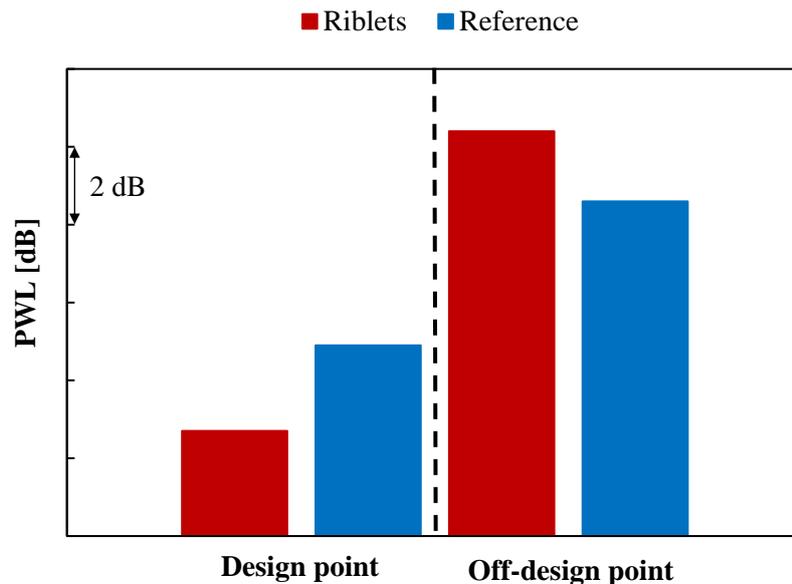


Abbildung 81: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 9640 Hz

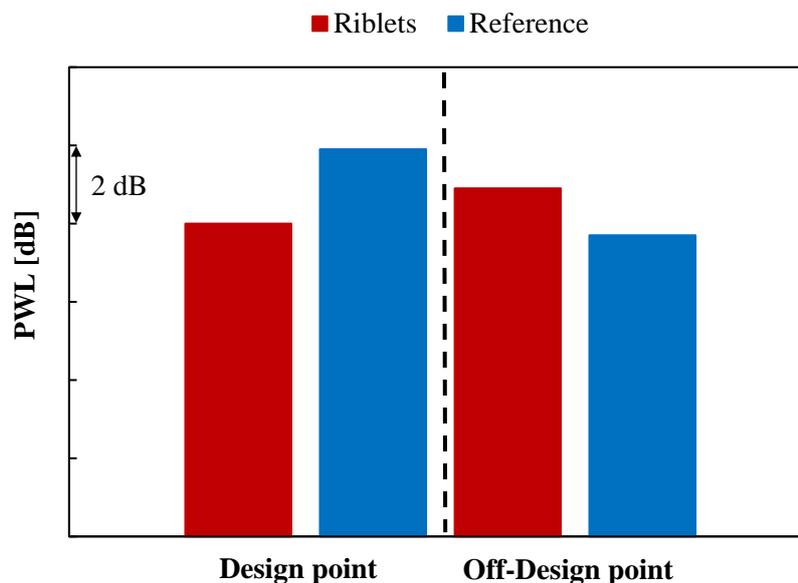


Abbildung 82: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 12 kHz

Für die aerodynamische Bewertung der Riblets wurde die Änderung des Druckverlustkoeffizienten ($\Delta\zeta = \frac{\zeta_{\text{reference}} - \zeta_{\text{riblets}}}{\zeta_{\text{reference}}} \cdot 100$), welche auf die Ebene C normiert wurde, berechnet. Dies ist in Tabelle 13

für beide Betriebspunkte aufgelistet. Betrachtet man zuerst die Änderung des Druckverlustkoeffizienten für den Betriebspunkt Design point, erkennt man eine Erhöhung des Druckverlustkoeffizienten, während beim Off-Design point eine bessere aerodynamische Auslegung erkennbar ist. Es ist wichtig zu erwähnen, dass hier der gesamte Strömungskanal betrachtet wurde und aus den Abbildungen 69 und 73 bereits bekannt ist, dass sich im wandnahen Bereichen aufgrund sehr starker Wirbel Änderungen der Strömung ergeben, die Druckverlustkoeffizient beeinflussen. Zusätzlich kann im Design point bei der Riblets-Konfiguration nach Erkenntnissen in [28] eine Strömungsablösung auf der Druckseite der EGVs beobachtet werden, welche den Druckverlustkoeffizienten ebenfalls beeinflusst. Eine solche Veränderung war beim Off-Design point nicht festzustellen.

Tabelle 13: Änderung des Druckverlustkoeffizienten zwischen Ebene C und D

	Design point	Off-Design point
Änderung C-D	-13,5%	5,7

6. Kapitel

Schlussfolgerung & Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden Messungen am Turbinenprüfstand (STTF-AAAI) des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik durchgeführt. Im Speziellen wurden die aerodynamischen und aeroakustischen Auswirkungen von Oberflächenstrukturen, sog. Riblets, welche auf der Saugseite der EGVs (Exit Guide Vane) aufgebracht wurden und bei den zwei Betriebspunkten Design- und Off-Design point, untersucht. Die erhaltenen Messdaten für die Riblets-Konfiguration wurden mit den Messdaten der Referenz-Konfiguration verglichen. Bei der Referenz handelte es sich um eine glatte Folie mit der gleiche Dicke wie die Riblets, um die gleiche Schaufelgeometrie zu erhalten. Im Vorhinein erfolgt die Erstellung einer GUI (Graphical User Interface) sowie eine Änderung und Erweiterung der Fortran-Auswerteroutinen in Matlab-Auswerteroutinen, welche für die Auswertungen der akustischen und aerodynamischen Messdaten dienen. Mit diesen Auswerteroutinen erfolgte nach der Beschreibung der zum Verständnis notwendigen Theorie und Erklärung der verwendeten Analyseverfahren die Auswertung der akustischen Messdaten anhand von Frequenz- und Modenanalysen, welche durch Versuche erhaltenen wurden.

Die Untersuchungen der Schallentwicklung beim Betriebspunkt Design point für die Riblets-Konfiguration zeigen eine leichte Verbesserung hinsichtlich der Schalleistungspegel. Hier wurde die tonalen Anteile im Frequenzspektrum kaum verändert, während das durch turbulente Grenzschicht erzeugte Breitbandrauschen deutlich gesenkt wurde. Bei Betrachtung der Schallentwicklung beim Betriebspunkt Off-Design point sind keine bzw. sehr geringe Unterschiede zwischen der Riblets -und Referenz-Konfiguration festzustellen.

Die aerodynamischen Untersuchungen wurden stromauf und stromab vom TEC unter Verwendung einer 5-Loch-Sonde durchgeführt. Bei Betrachtung des gesamten Kanals wurde gezeigt, dass die aerodynamischen Verluste stromabwärts des TEC beim Betriebspunkt Design point unter Verwendung der Riblets zunehmen, während sie beim Off-Design point abnehmen. Dies lässt sich mit der zuvor angesprochenen Strömungsablösung, welche auf der Druckseite des EGV auftreten, erklären.

Um eine möglichst hohe Wirkung der Riblets zu erreichen, sind neben der Riblets Geometrie auch der Anströmwinkel sowie instationäre Strömungsphänomene zu beachten. Letztere prägen das Strömungsfeld in einer Turbine. Aufgrund der sich wiederholenden Anordnung von Rotor- und Statorschaufelgitter findet eine ständige Wechselwirkung zwischen rotierenden und stehenden Teilen statt. Wegen dieser Strömungsvorgänge ist es schwierig Riblets zu realisieren, welche auf der gesamten Schaufeloberfläche eine Wirkung aufweisen. Jedoch zeigen die Riblets eine Wirkung, wenn sie in dem Betriebspunkt eingesetzt werden, für den sie ausgelegt wurden. Die akustischen Messergebnisse für den Betriebspunkt Off-Design point zeigen bezüglich 1.BPF keine wesentlichen Veränderungen des Schalleistungspegels. Die zwei zusätzlich untersuchten Frequenzen zeigen beim Design point eine Reduktion des Schalleistungspegels für die Riblets-Konfiguration, während beim Off-Design point ein Anstieg für die Riblets-Konfiguration festzustellen war.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerk GP 7200 des Airbus A380-800 [2].....	1
Abbildung 2: Vergleich der Abstrahlcharakteristiken verschiedener Triebwerksschallquellen bei Triebwerken mit kleinem und mit großem Bypass-Verhältnis [2]	2
Abbildung 3: Technologiepotentiale zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches [2].....	3
Abbildung 4: Haifischhaut und künstliche Haifischhaut (Riblets) [3]	3
Abbildung 5: Beobachter im Strömungsfeld hinter einem Kreiszyylinder [4].....	6
Abbildung 6: Kontrollvolumen des Schallfeldes	11
Abbildung 7: Lage der Koordinaten im Rohr	12
Abbildung 8: Die Bessel-Funktion 1. Art J_m (links) und Neumann-Funktion N_m (rechts).....	15
Abbildung 9: Momentane Druckverteilungen in einem zylindrischen Querschnitt für verschiedene Moden [11]	16
Abbildung 10: Druckverteilung an der Rohrwand für die Ordnungszahl $m=1$ [8]	16
Abbildung 11: Drehrichtung des Druckfeldes [11]	20
Abbildung 12: Numerische Simulation der Strömungssituation in einer Verdichterstufe zur Erläuterung der Ursachen der Generierung von Breitbandlärm an einer Verdichterbeschaufelung [14].....	21
Abbildung 13: Strömungsbedingungen, die der Grenzschichtlärm „selfnoise“ bei Umströmung eine Schaufel erzeugen	22
Abbildung 14: Das diskrete Zeitsignal $x(k)$ (links) und dessen DFT Spektrum $X(n)$ mit $N = 20$ (rechts)	25
Abbildung 15: Zur minimalen Abtastfrequenz eines Signals.....	26
Abbildung 16: Phase Averaging	27
Abbildung 17: Bestimmung von Anfang oder Ende einer Umdrehung	28
Abbildung 18: Veränderung der Abtastrate durch Neuabtastung, Drehzahl links größer als Drehzahl rechts	28
Abbildung 19: Lineares Interpolationspolynom durch zwei bzw. drei Punkte $(x_i, f_i), i = 0, 1, 2$ nach [17].....	30
Abbildung 20: Reibungsfaktorverlaufs nach Moody [21].....	35
Abbildung 21: Schichten der turbulenten Grenzschichtströmung [22]	35
Abbildung 22: Schematische Darstellung der Reibungswiderstandserhöhung- und Minderung Mechanismen...	36
Abbildung 23: Schematische Darstellung der longitudinal- und Querbewegung an der Riblets Oberfläche.....	36
Abbildung 24: Verschiedene Riblets-Querschnitte	38
Abbildung 25: Allgemeiner Prüfstands Aufbau [11]	39
Abbildung 26: Schnittdarstellung des subsonischen Ein-Wellen-Prüfstandes STTF-AAAI [11].....	40
Abbildung 27: Standard TEC; TEC (links) EGV (rechts).....	41
Abbildung 28: EGV mit Ribletsgeometrie	42
Abbildung 29: Darstellung der Messebenen des subsonischen Ein-Wellen-Prüfstandes STTF-AAAI [11]	43
Abbildung 30: Messsektor, Blickrichtung stromauf, Stator mit Totaldruck-Verteilung (links) und TEC mit Totaldruck-Verteilung (rechts).....	43
Abbildung 31: Schematische Darstellung der Messebenen [11].....	44
Abbildung 32: 5-Loch-Sonde: Frontansicht (links), Seitenansicht (rechts) [11]	45
Abbildung 33: Winkeldefinition mit Vorzeichenkonvention und Nummerierung der Sonden-Bohrungen [25]..	45
Abbildung 34: Definition des Strömungswinkels	48
Abbildung 35: Definition des Yaw-Angle mit Vorzeichenkonvention [26]	48
Abbildung 36: 3D-Darstellung der akustischen Messstrecke am Turbinenprüfstand STTF-AAAI [26]	49
Abbildung 37: 3D-Darstellung der Akustikplatten; Tip (links) und Hub (rechts)	50
Abbildung 38: Mikrofon (links) und Vorverstärker (rechts) [11]	50
Abbildung 39: Darstellung der TPNr.	53
Abbildung 40: Die grafische Benutzeroberfläche für Daten und Parameter Input.....	53
Abbildung 41: Die grafische Benutzeroberfläche für die Durchführung von FFT und AMA/RMA	54
Abbildung 42: Ergebnisse der adaptiven Neuabtastung und Phasenmittelung; Matlab Ergebnis (oben links), Fortran Ergebnis (oben rechts) und die Differenz zwischen Matlab und Fortran	55
Abbildung 43: Ergebnisse der Routine der Azimutalmodenanalyse; Matlab Ergebnis (oben links), Fortran Ergebnis (oben rechts) und die Differenz zwischen Matlab und Fortran (unten).	56
Abbildung 44: Totaldruck-Koeffizienten Verteilung, Ebene C, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	58
Abbildung 45: Totaldruck-Koeffizient, Ebene C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	58
Abbildung 46: Machzahl Verteilung, Ebene C; Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	59
Abbildung 47: Machzahl, Eben C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	59
Abbildung 48: Yaw-Angle, Ebene C, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	60
Abbildung 49: Yaw-Angle, Eben C, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	60

Abbildung 50: Totaldruck-Koeffizienten Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	61
Abbildung 51: Totaldruck-Koeffizienten, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	61
Abbildung 52: Machzahl Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	62
Abbildung 53: Machzahl, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	62
Abbildung 54: Yaw-Angle Verteilung, Ebene D, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	63
Abbildung 55: Yaw-Angle, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	63
Abbildung 56: Umlenkung, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	64
Abbildung 57: Pitch-Angle, Ebene D, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	65
Abbildung 58: Änderung des Pitch-Angle, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	65
Abbildung 59: Frequenzspektrum, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	66
Abbildung 60: Hüllkurve, Off-Design, Riblets (rot) und Referenz (blau)	66
Abbildung 61: Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, Off-Design, Riblets (links) und Referenz (rechts)	67
Abbildung 62: Totaldruck-Koeffizient Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	68
Abbildung 63: Totaldruck-Koeffizient, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	69
Abbildung 64: Machzahl Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	69
Abbildung 65: Machzahl, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	70
Abbildung 66: Yaw-Angle Verteilung, Ebene C, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	70
Abbildung 67: Yaw-Angle, Ebene C, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	71
Abbildung 68: Totaldruck-Koeffizient Verteilung, Ebene D, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	72
Abbildung 69: Totaldruck-Koeffizienten, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	72
Abbildung 70: Machzahl Verteilung, Ebene D, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	73
Abbildung 71: Machzahl, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	73
Abbildung 72: Yaw-Angle Verteilung, Ebene D, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	74
Abbildung 73: Yaw-Angle, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	74
Abbildung 74: Umlenkung, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	75
Abbildung 75: Pitch-Angle, Ebene D, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	76
Abbildung 76: Änderung des Pitch-Angle, Riblets (links) und Referenz (rechts)	76
Abbildung 77: Frequenzspektrum, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	77
Abbildung 78: Hüllkurve, Design point, Riblets (rot) und Referenz (blau)	78
Abbildung 79: Azimutalmodenanalyse bei der 1.BPF, Design point, Riblets (links) und Referenz (rechts)	78
Abbildung 80: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 1 st BPF	79
Abbildung 81: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 9640 Hz	80
Abbildung 82: Vergleich der Schalleistungspegel - Design- und Off-Design point - 12 kHz	80

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Frequenzbereich in der Akustik	5
Tabelle 2: Schema der dividierten Differenzen.....	30
Tabelle 3: Stufenkonfiguration und Eigenschaften der Versuchsanlage	41
Tabelle 4: Technische Daten Standard TEC	42
Tabelle 5: Betriebspunktdefinition für Design und Off-Design.....	42
Tabelle 6: Radiale Messpositionen der 5LS in Ebene D und C	44
Tabelle 7: Kalibrierbereich der 5-Loch-Sonde [25]	45
Tabelle 8: Messungenauigkeit bei 5-Loch-Sonde [11]	47
Tabelle 9: Messpositionen Rakes [11]	49
Tabelle 10: Schalldruck, Matlab (links) und Fortran (rechts)	56
Tabelle 11: Moden resultierend aus Rotor-Interaktionen für Cut-Off Grenzen, Off-Design	68
Tabelle 12: Moden resultierend aus Rotor-Stator-Interaktionen für Cut-Off Grenzen	79
Tabelle 13: Änderung des Druckverlustkoeffizienten zwischen Ebene C und D.....	81

Literaturverzeichnis

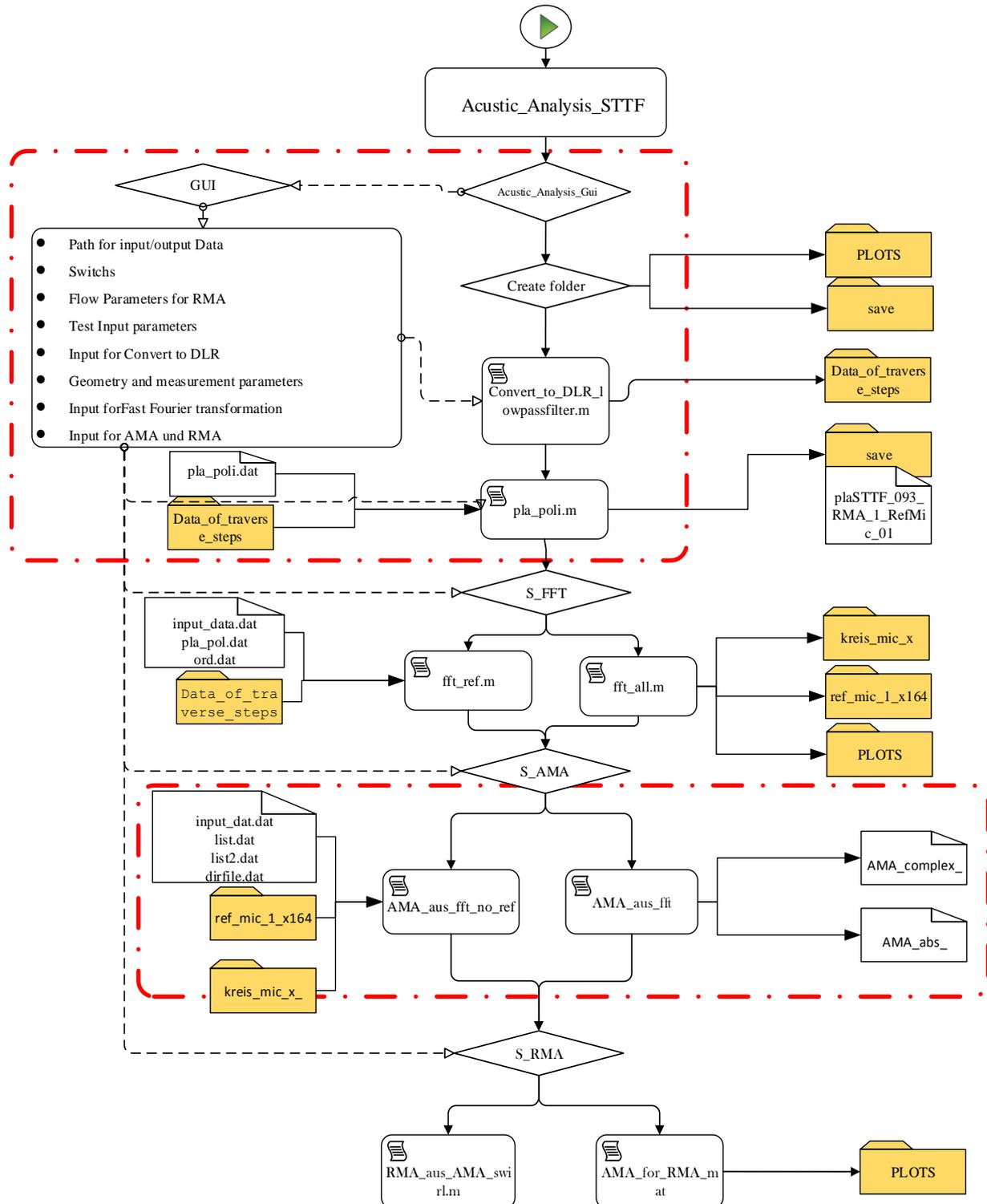
- [1] European Aviation Environmental Report, 2016. [Online]. Available: <https://www.easa.europa.eu/eaer/>. [Zugriff am 17 Juli 2018].
- [2] H. Mensen, „Handbuch der Luftfahrt,“ Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2013.
- [3] Bionic surface technologies GmbH, [Online]. Available: <https://www.bionicsurface.com/>. [Zugriff am 14 Juli 2018].
- [4] K. Ehrenfried, „Skriptum zur Vorlesung Strömungsakustik 1,“ Technische Universität Berlin, 2003.
- [5] G. Brenn, „Skriptum zur Vorlesung Gasdynamik,“ Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2015.
- [6] M. Möser, „Technische Akustik,“ Springer Vieweg, Technische Universität Berlin, 2015.
- [7] R. Lerch, G. M. Sessler und W. Dietrich, „Technische Akustik - Grundlagen und Anwendungen,“ Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [8] A. Marn und P. Pirker, „Skriptum zur Vorlesung Technische Akustik und lärmarm Konstruieren,“ Technische Universität Graz, 2011.
- [9] S. Zerobin, „Akustische Untersuchung von Turbinenübergangskanälen bei drei verschiedenen Betriebspunkten,“ Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2014.
- [10] L. Reinhard, G. M. Sessler und W. Dietrich, „Technische Akustik,“ Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2009.
- [11] M. Zenz, „Untersuchung des Einflusses einer Cut-On Auslegung,“ Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2016.
- [12] K. Ehrenfried, „Skriptum zur Vorlesung Strömungsakustik II,“ Technische Universität Berlin, 2003.
- [13] J. Tyler und T. Sofrin, „Axial Flow Compressor Noise Studies,“ SAE Transaction, Nr. 70, 1962.
- [14] W. Bräunling, „Flugzeugtriebwerke,“ Springer Vieweg, Berlin, 2015.
- [15] K.-D. Kammeyer und K. Kroschel, „Digitale Signalverarbeitung,“ Teubner, Stuttgart, 1998.
- [16] A. V. Oppenheim, R. W. Schaffer und J. R. Buck, „Zeitdiskrete Signalverarbeitung,“ Pearson Studium, München, 2004.

- [17] W. Neundorff, „Polynome, Interpolation, Splines und Differentiation,“ Technische Universität Ilmenau Fakultät für Mathematik und Naturwissenschaft, Institut für Mathematik, Ilmenau, 2004.
- [18] G. J. Bennett, C. O'Reilly, U. Tapken und J. Fitzpatrick, „Noise Source Location in Turbomachinery Using Coherence Based Modal Decomposition,“ 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Miami, Florida, 2009.
- [19] U. Tapken und L. Enhardt, „Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts,“ in *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Cambridge, Massachusetts, 2006.
- [20] F. Holste und F. Neise, „Noise source identification in a propfan model by means of acoustic near-field measurements,“ *Journal of Sound and Vibration*, Berlin, 1997.
- [21] F. W. White, „Fluid Mechanics,“ McGraw-Hill Book Company, New York, 2011.
- [22] H. Steiner, „Skriptum zur Vorlesung Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung,“ Technische Universität Graz, 2015.
- [23] H. Choi, P. Moin und J. Kim, „Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets,“ *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 255, pp. 503-539, 1993.
- [24] M. Moser, „Untersuchung der Schallemissionen von Flugtriebwerks – Niederdruckturbinen in einem neuen Turbinenakustikprüfstand,“ Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, 2009.
- [25] T. Eifel und M. Arnold, „Kalibrierbericht der pneumatischen Fünflochsonde 01/06 mit Temperaturmessstelle,“ Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2006.
- [26] T. Selic, „Experimental Investigation of the Aerodynamics and Acoustics of Exit Guide Vanes for Future Aircraft Engines,“ Dissertation, Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics, Graz.
- [27] M. Zenz, A. Hafizovic, L. Simonassi, P. Leitzl, R. Benauer, F. Heitmeir und A. Marn, „Aerodynamical and aeroelastic investigations of a Riblet design applied on the surface of Turbine Exit Guide Vanes of a low pressure Turbine,“ ETC13, April 8-12, Lausanne, Switzerland, 2019.
- [28] M. Zenz, A. Hafizovic, P. S. L. Leitzl, F. Heitmeir und A. Marn, „Aeroacoustical and aerodynamical investigations of Riblets applied on low pressure Turbine Exit Guide Vanes for two different operating points,“ in *ASME Turbo Expo*, Phoenix, Arizona, USA, 2019.
- [29] F. Schönleitner, „Schwingungsanregung verschiedener Turbinenaustrittsgehäuse zukünftiger Flugtriebwerkskonzepte,“ Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Graz, 2016.
- [30] S. Bauinger, „Einfluss unterschiedlicher Turbinenübergangskanäle auf die Schallemissionen in einem zweistufigen Turbinenprüfstand,“ Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2013.
- [31] G. Thäter, „Interpolation,“ Heidelberg, 2008.

- [32] T. Selic, D. Lengani, A. Marn und F. Heitmeir, „Aerodynamic Effects of an Unshrouded Low Pressure Turbine on a Low Aspect Ratio Exit Guide Vane,“ Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 Copenhagen, Denmark, Graz University of Technology, Graz, Austria, 2012.
- [33] J. Zillman und P. Sijtsma, „In-Duct and Far-Field Mode Detection Techniques for Engine Exhaust Noise Measurements,“ 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA 2007-3439, Rom, 2007.
- [34] T. Selic, F. Schönleitner und A. Marn, „Measurement Report HiSpeeT, Version 1.0,“ Technische Universität Graz,, Graz, 2015.
- [35] R. Golafshan, M. Wegerhoff, G. Jacobs und A. I. Ozay, „Vibration-based Condition Monitoring for Wind Turbines: Applications of Singular Value Decomposition,“ Aachen University, Institute for Machine Elements and Machine Design, Aachen, Germany, 2017.
- [36] A. Vathylakis, „Reduction of broadband trailing edge noise by serrations,“ Brunel University London, London, 2015.
- [37] H. Schneider, „Zur Strömungsphysik der turbulenten Mischung an filmgekühlten Turbinenschaufel-Hinterkanten,“ Fakultät für Maschinenbau Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2013.
- [38] Mathworks, „Technical Articles and Newsletters,“ [Online]. Available: <https://de.mathworks.com/company/newsletters/articles/programming-patterns-maximizing-code-performance-by-optimizing-memory-access.html>. [Zugriff am 08 08 2018].
- [39] S. Idehara, A. Mesquita und U. Miranda, „Order tracking methods analysis,“ Department of Mechanical Design - State University of Campinas, Sao Paulo-Brazil, 2003.
- [40] F. T. M. Nieuwstadt, W. Wolthers, H. Leijdens, K. Krishna Prasad und A. Schwarz-van Manen, „The reduction of skin friction by riblets under the influence of an adverse pressure gradient,“ Springer-Verlag, Technical University of Delf, 1992.
- [41] M. J. Walsh, „Drag Characteristics of V-Groove and Transverse Curvature Riblets,“ Progress in Astronautics and Aeronautics, 1990.

Anhang A - Matlab Routinen

Im Rahmen dieser Arbeit werden die für die Auswertung der akustischen Messdaten am TTM-Institut bereits bestehende Routine als Basis verwendet und während dieser Arbeit verändert. Im untenstehenden Flussdiagramm wurde dargestellt, wie der gesamt Verlauf mit allen dazu gehörigen Subroutinen, der Auswertung von akustischen Messdaten erfolgt. Die Subroutinen die während dieser Arbeit von FORTRAN in MATLAB umgeschrieben wurden, werden hier detailliert ausgeführt. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Subroutine ist dazu in [30], [9] zu finden.

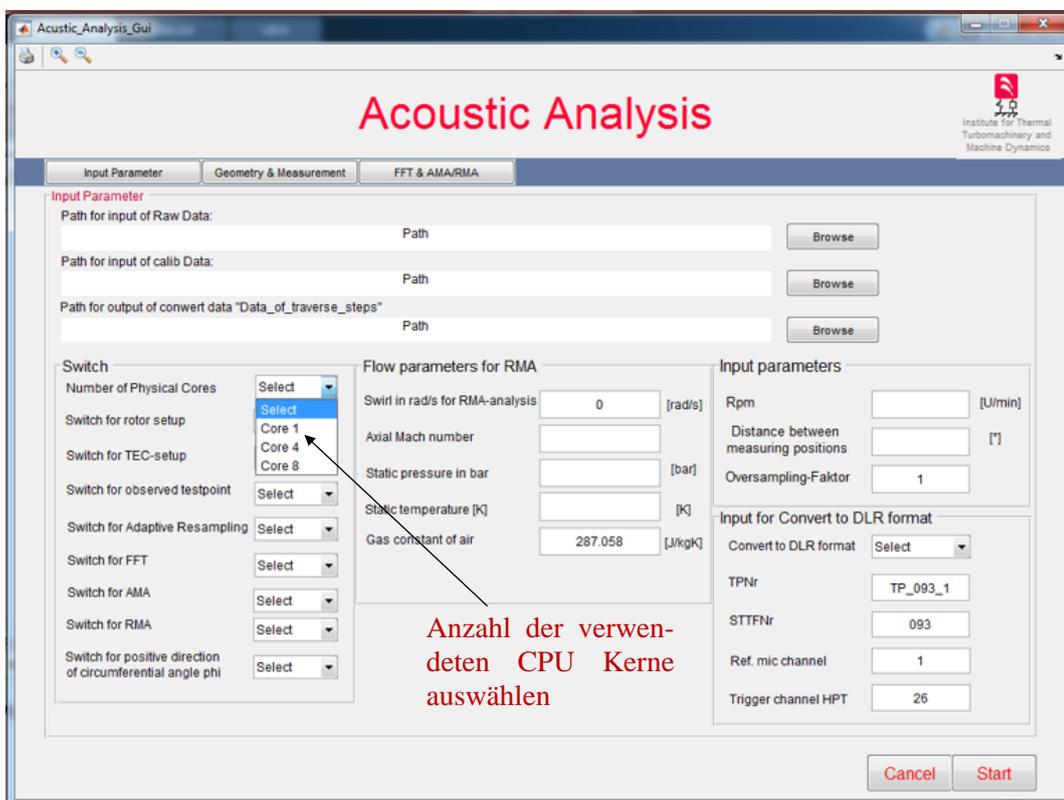


Parallel Computing Toolbox

Mit der Parallel Computing Toolbox ist es möglich, rechen-und datenintensive Probleme mit Hilfe von Mehrkernprozessoren oder Computer Cluster zu lösen. Es wird die volle Verarbeitungsleistung von Multicore Desktops ausgeschöpft und dadurch in Abhängigkeit von der Anzahl der CPU-Kerne, die Zeit für die Berechnung verkürzt.

Aufgrund der großen Messdaten nimmt die Durchführung der Routine für die Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung viel Zeit in Anspruch und aus diesem Grund wird hier Parallel Computing verwendet. Im untenstehenden Matlab Abschnitt sind zwei Funktionen dargestellt, welche durch die Routine „Acoustic_Analysis_STTF“ in Abhängigkeit von der Ausgewählten Anzahl der CPU Kerne aufgerufen werden

- Zuerst wird die Funktion, „Copy_“ (in Abhängigkeit von der Anzahl der ausgewählten CPU Kernen), aufgerufen.



- Zunächst werden die erforderliche Files in Abhängigkeit von der verwendeten CPU Kerne (k-1-Files, k-Anzahl der Kerne) „pla_poli_k.m“ erstellt, welche für die Parallel Computing erforderlich sind. Diese Files werten, in der Abhängigkeit von der Anzahl an verwendeten CPU Kerne, eine bestimmte Anzahl an Messpositionen aus.
- Nun wird Parallel Computing durch die Funktion „spm_k_Core“ gestartet, wo alle vorher erstellten Fils gestartet werden und die Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung durchgeführt wird.
- Zuletzt werden nach Beendigung der Adaptive Neuabtastung und Phasenmittelung durch den Aufruf von der „fileDelete“ - Routine alle erstellten Files wieder gelöscht.

```
1 function [n1,n2,n3,n4,endpos_1,endpos_2,endpos_3,endpos] = Copy_4_Core(Core_num)
2
3 %Import of "pla_poli.dat"
4 [maindir,filename] = fileparts(mfilename('fullpath'));
5 data_path = [maindir];
6 pla_poli_input = strcat(data_path,'\pla_poli.dat');
7 filename = pla_poli_input;
8 delimiter = ";";
9 formatSpec = '%s%[\n\r]';
10
11 %Open the text file.
12 fileID = fopen(filename,'r');
13
14 %Read columns of data according to format string
15 dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false); 16
17 %Close the text file.a
18 fclose(fileID);
19
20
21 %Create output variable
22 plapoli = [dataArray{1:end-1}];
23
24 %Clear temporary variables
25 clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;
26
27 endpos_string = plapoli(8);
28 endpos = str2double(endpos_string);
29
30 fileName = 'pla_poli.m';
31
32 for k = 1:Core_num-1
33 Char_k = num2str(k);
34 fileName_k = strcat('pla_poli_',Char_k,'.m');
35 copyfile( fileName, fileName_k);
36 n1=1;
37 n = endpos/Core_num;
38 n = ceil(n)
39 n = n*k;
40
41 switch k
42 case 1
43     n2 = n;
44     endpos_1 = n-1;
45 case 2
46     n3 = n;
47     endpos_2 = n-1;
48 case 3
49     n4 = n;
50     endpos_3 = n-1;
51 end
52 end
53 end
```

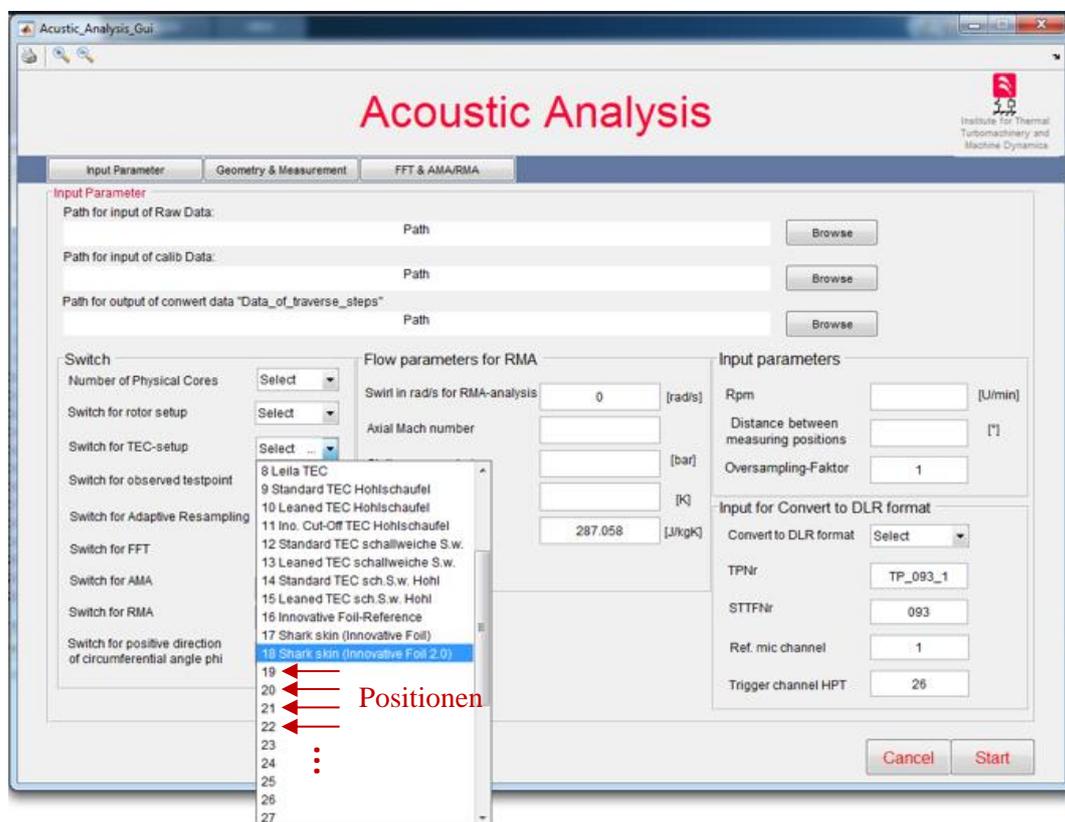
```

1 function [] = spmd_S(N1,N2,N3,N4,Core_num,endpos1,endpos2,endpos3,endpos4)
2
3 poolobj = gcp;
4 addAttachedFiles(poolobj,{'pla_poli.m','pla_poli_1.m','pla_poli_2.m','pla_poli_3'});
5 spmd
6     switch labindex
7         case 1
8             pla_poli(N1,endpos1);
9         case 2
10            pla_poli_1(N2,endpos2);
11        case 3
12            pla_poli_2(N3,endpos3);
13        case 4
14            pla_poli_3(N4,endpos4);
15        end
16    end
17    delete(gcp);
18    end

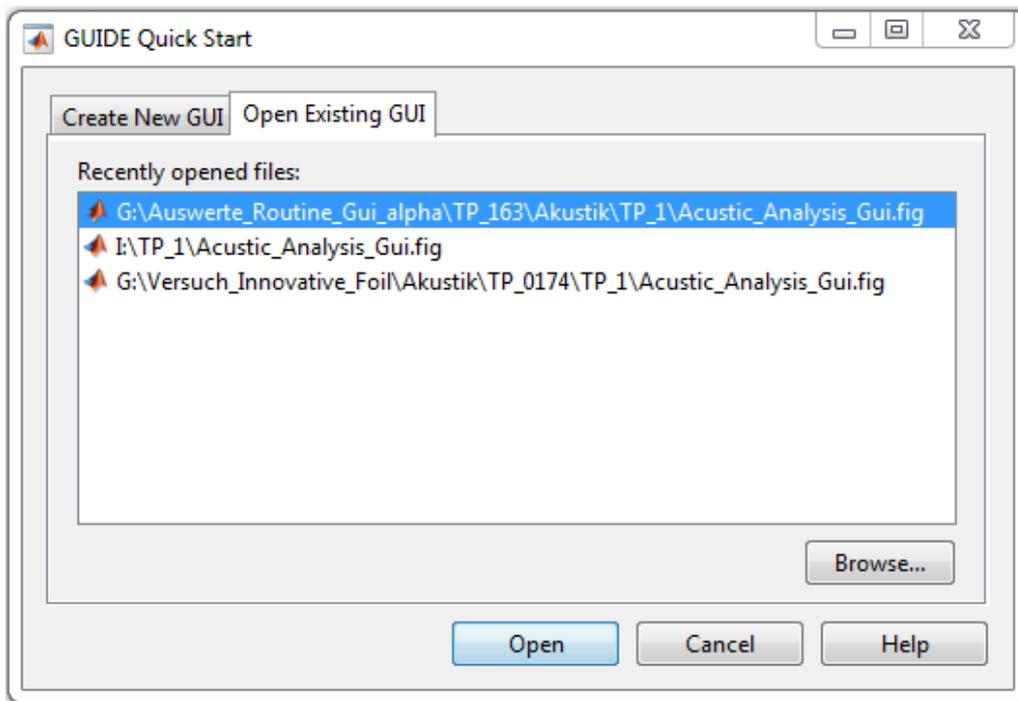
```

Matlab GUI (Graphical User Interface)

In diesem Abschnitt wird erklärt wie man bei einem neuen TEC-Setup den Name hinterlegen kann. Die Positionen (Zahlen), wie in unterer Abbildung zu sehen ist, sind im Gui-Code hinterlegt.



Zuerst ruft man „GUIDE Quick Start“ auf. Dies kann man über die Kommandozeile (Command Window) mit diesem Befehl `>guide` tun. Es erscheint ein Dialogfenster (siehe die untere Abbildung).

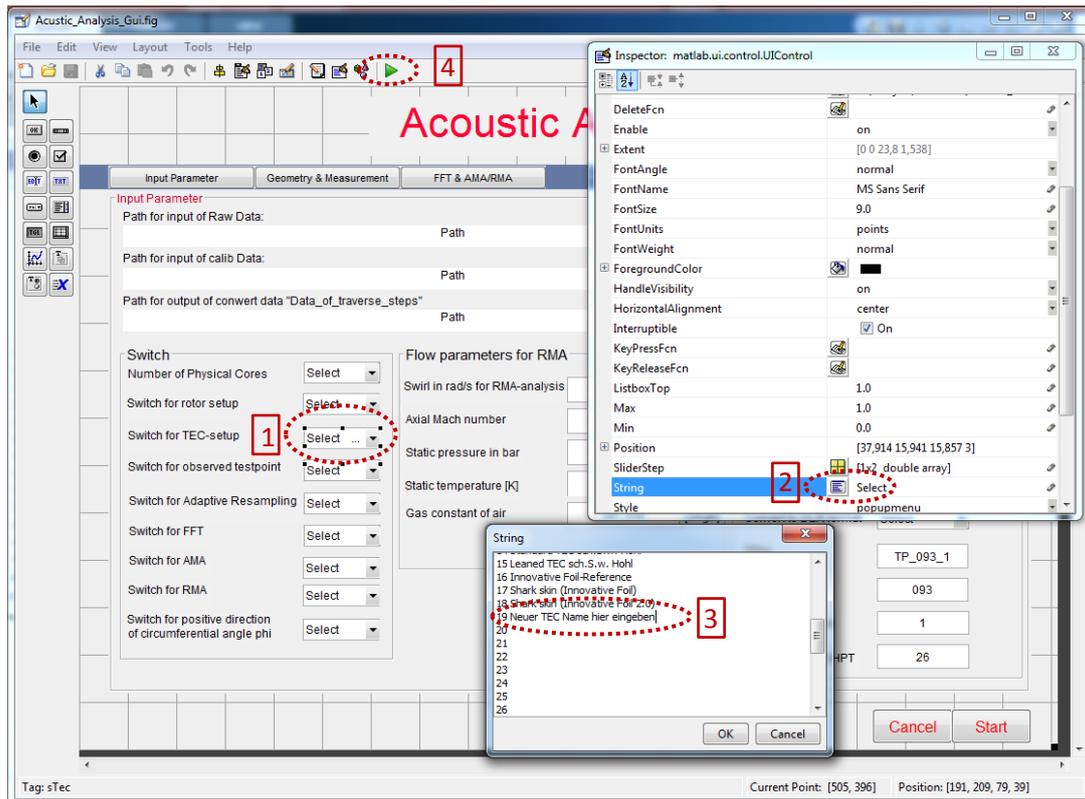


Hier wählt man durch klicken auf Browse Gui-Figure „Acoustic_Analysis_Gui.fig“ aus und danach wird durch den Klick auf den Button „Open“ die Gui-Figure geöffnet (siehe Abbildung unten).

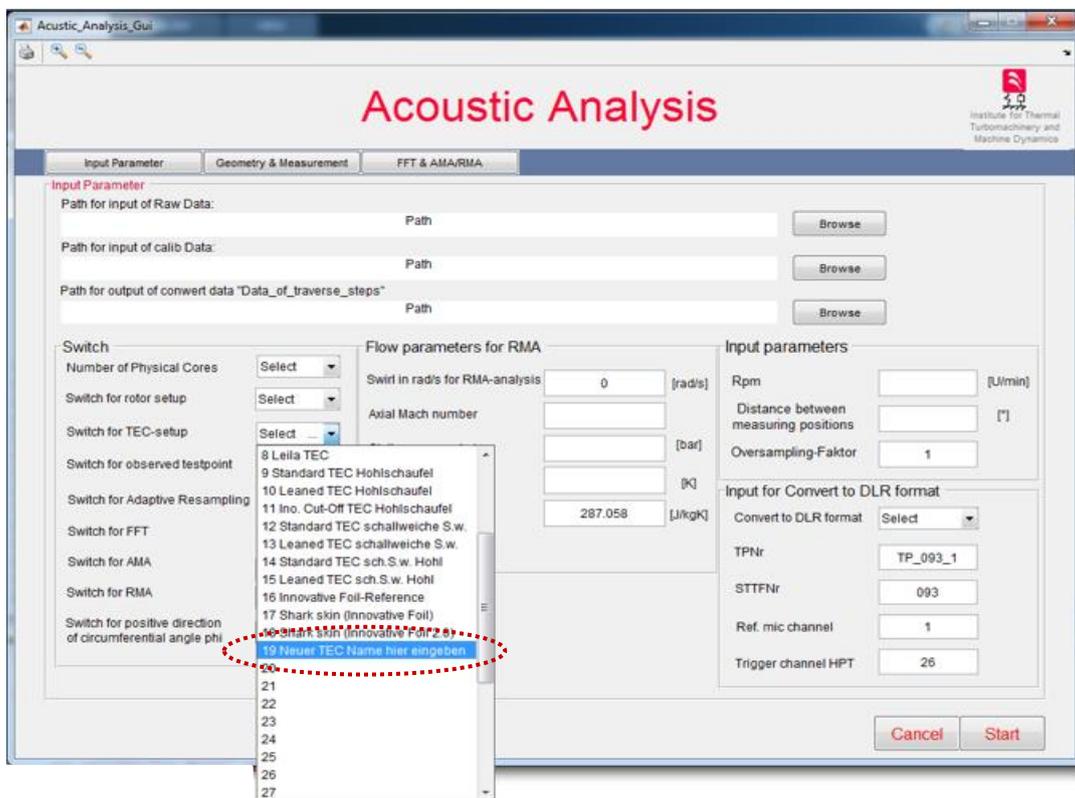
Um den TEC Namen hinterlegen zu können sind folgende Schritte, welche auch in unteren Abbildung mit Nummern gekennzeichnet sind, erforderlich.

1. Bei Doubleklick auf dem Auswahlfenster „Popup Menu“ (in unterer Abbildung mit 1 markiert) erscheint eine Maske mit den Objektattributen (Inspector).
2. Durch einen Klick auf das Attribut „String“ (in unterer Abbildung mit 2 gekennzeichnet), wird ein Fenster „String“ geöffnet, welches alle hinterlegten Positionen (Nummern) beinhaltet. Der neue TEC-Name wird hier eingegeben. Als Beispiel nehmen wir die Position 19 und geben „Neuer TEC-Name hier eingeben“ ein und bestätigen mit „OK“.
3. Durch klicken auf die Testen mit dem „Grünen Pfeil“ Matlab generiert ein fig-file. In dieser File wird diese Anwendung implementiert.

Diese Schritte sind zur Auswertung der akustischen Messdaten nicht erforderlich, aber erleichtern die Nutzung der Grafische Oberfläche bei mehreren Anwendern.

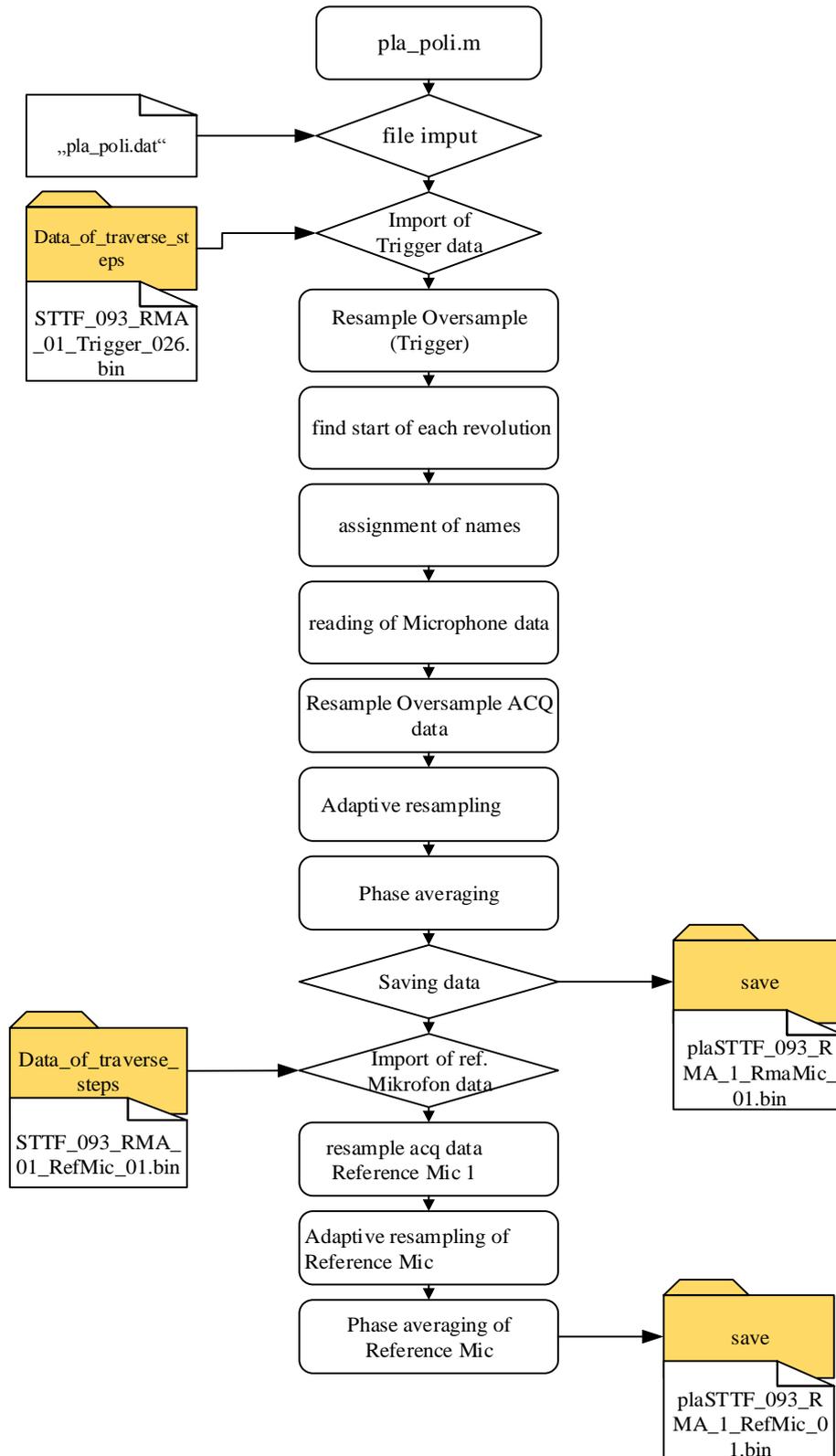


In der unteren Abbildung ist ersichtlich, dass der TEC Name „Neuer TEC Name hier eingeben“ bei der Auswahl von „Switch for TEC-setup“ erscheint.



Wenn man einen neuen Rotornamen hinterlegen will ist die Vorgehensweise gleich. Hier wurden auch die freien Positionen, wie bei TEC Setup, hinterlegt. Das heißt, im Fall dass man einen neuen Rotor verwendet, kann der Rotorname hier implementieren werden.

Adaptive Neubabtastung und Phase Averaging



Das oben dargestellte Flussdiagramm zeigt, die Routine „`pla_poli.m`“. Innerhalb dieser Routine findet sowohl die Adaptive Neuabastung als auch das Phase Averaging statt. Diese Routine wurde im Lauf dieser Arbeit von FORTRAN in MATLAB umgeschrieben. Bevor diese Subroutine mittels Hauptprogramm „Acoustic_Analysis“ gestartet wird, wird ein Unterordner durch das Hauptprogramm mit dem Namen „save“ erstellt, wo die Ergebnisse gespeichert werden.

Matlab File:

Alle Variablen, die für die Durchführung der adaptiver Neuabastung und das Phasen Averaging benötigt werden, sind im untenstehenden MATLAB Abschnitt dargestellt.

```

1  function [ ] = pla_poli(n,endposition)
2
3  dim = 2000000;
4  xip = 0; 5 yip = 0;
6  retrig = zeros(dim,1);
7  retrigsignal = zeros(dim,1);
8  trigsignal = zeros(dim,1);
9  platrig = zeros(dim,1);

```

An dieser Stelle wird das Textfile „`pla_poli.dat`“ eingelesen. Den nachstehen Variablen werden ihre Einträge aus dem Inhalt des Textfiles zugewiesen.

- `nmic`.....Anzahl der Mikrofone
- `trignum`Kanal des zu verwendenden Triggers (Channel 27)
- `refnum`.....Kanal des zu verwendenden Referenzmikrofons
- `re`..... Oversamplingfaktor
- `nperiod`.....Anzahl der Umdrehungen, die während einer Messzeit stattfinden
- `nn`.....Anzahl der Messwerte (Samples) pro Umdrehung
- `numrev`.....Anzahl der Blöcke, über welche gemittelt wird.
- `endpos`.....Anzahl der Messpositionen in Umfangsrichtung
- `triglvl`.....Triggerlevel; – Triggerspannung = – 9,9 Volt
- `pathname`.....Pfad für Ordner, wo sich die Daten nach Anpassung an das DLR-Dateiformat befinden
- `fprefix`.....Präfix des Files, das die Messdaten enthält
- `savedir`.....Pfad für Ordner, in welchen die Daten nach Adaptive Resampling und Phase Averaging abgespeichert werden.

```

11  % IMPORT OF "pla_poli.dat"
12  [maindir,filename] = fileparts(mfilename('fullpath'));
13  data_path = [maindir];
14  pla_poli_input = strcat(data_path,'pla_poli.dat');
15  filename = pla_poli_input;
16  delimiter = ";
17
18  %Format string for each line of text:
19  formatSpec = '%s%[\n\r]';
20  %Open the text file.
21  fileID = fopen(filename,'r');

```

```
23 %Read columns of data according to format string.
24 dataArray = textscan(fileID,formatSpec,'Delimiter',delimiter, 'ReturnOnError',false)
27 %Close the text file.a
28 fclose(fileID);
29
30 %Create output variable
31 plapoli = [dataArray{1:end-1}];
32 % Clear temporary variables
33 clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;
34 for ii = 1: length(plapoli)
35     a = plapoli(ii);
36     switch (ii)
37         case 1
38             nmic = a;
39         case 2
40             trignum = a;
41         case 3
42             refnum1 = a;
43         case 4
44             re = a;
45         case 5
46             nperiod = a;
47         case 6
48             nn = a;
49         case 7
50             numrev = a;
51         case 8
52             endpos = a;
53         case 9
54             triglvl =a;
55         case 10
56             pathname =a;
57         case 11
58             fprefix =a;
59         case 12
60             savedir =a;
61         case 13
62             fprefixR =a;
63     end
64 end
```

Im unten stehenden Matlab Abschnitt werden die Pfade für verschiedene Ordner und die Namen für verschiedene Files von alle Messpositionen erstellt.

- Zunächst wird eine Schleife über alle Messpositionen in Umfangsrichtung gestartet. Hier stellt „k“ den Zähler der Messpositionen in Umfangsrichtung dar und läuft von eins bis „endpos“ (Anzahl der Messpositionen in Umfangsrichtung). Mit der Matlab Funktion „strcat“ wird eine Zeichenfolge für alle „k“ zurückgegeben, wodurch für jede Messposition in Umfangsrichtung ein Pfad und ein Filename entsteht.

```

64     endposition = 180;
65     endpos_double =str2double(endpos);
66     d= 10;
67     n=1
68     for k = n:endposition
69         p1 =num2str(k);
70         if (k < 10)
71             path = strcat(pathname,'0',p1,'\RmaMic\','bin\');
72             pathtrig = strcat(pathname,'0',p1,'\Trigger\','bin\');
73             pathref = strcat(pathname,'0',p1,'\RefMic\','bin\');
74             trigname = strcat(fprefixR,'0',p1,'_Trigger_0',trignum,'.bin');
75             refname1 = strcat(fprefixR,'0',p1,'_RefMic_0',refnum1,'.bin');
76             %refname2 = strcat(fprefixR,k_char,'_RefMic_0',refnum2,'.bin');
77         else if (k < 100)
78             path = strcat(pathname,p1,'\RmaMic\','bin\');
79             pathtrig = strcat(pathname,p1,'\Trigger\','bin\');
80             pathref = strcat(pathname,p1,'\RefMic\','bin\');
81             trigname = strcat(fprefixR,p1,'_Trigger_0',trignum,'.bin');
82             refname1 = strcat(fprefixR,p1,'_RefMic_0',refnum1,'.bin');
83             %refname2 = strcat(fprefixR,k_char,'_RefMic_0',refnum2,'.bin');
84         else
85             path = strcat(pathname,p1,'\RmaMic\','bin\');
86             pathtrig = strcat(pathname,p1,'\Trigger\','bin\');
87             pathref = strcat(pathname,p1,'\RefMic\','bin\');
88             trigname = strcat(fprefixR,p1,'_Trigger_0',trignum,'.bin');
89             refname1 = strcat(fprefixR,p1,'_RefMic_0',refnum1,'.bin');
90             %refname2 = strcat(fprefixR,k_char,'_RefMic_0',refnum2,'.bin');
91         end
92     end

```

Hier werden die Daten vom Trigger Signal für alle Messpositionen am Umfang eingelesen.

- Zunächst wird aus Variablen „pathtrig“ und „trigname“ mit der Matlab Funktion „strcat“ eine Zeichenkette zurückgegeben, welche den Pfad und den Filename beinhaltet.
- Dann wird mit dem Befehl „fopen“ das .bin-File bei einer bestimmten Umfangsposition zum Lesen geöffnet.
- Zuletzt werden die Daten mit dem Befehl „fread“ bei einer bestimmten Umfangsposition gelesen und als Matrix in „trig“ gespeichert. Der Befehl „Length“ gibt die Länge der Matrix „trig“ zurück, welche der Anzahl der Samples während der Messzeit für eine Messposition entspricht.

```

93     % reading trigger
94     file = strcat(pathtrig, trigname);
95     file_char = char(file);
96     fid = fopen( file_char,'rb');
97     position = ftell(fid) ;
98     trig = fread(fid,inf,'float32');
99     fclose(fid);
100
101     countt=length(trig);
102     redim = countt*str2double(re);

```

- In diesem Matlababschnitt wird zuerst die Variable „xret“ für Überabtastung (Oversampling) berechnet. Diese gibt an, um wieviel die Abtastrate erhöht wird. Für den Fall, dass „re = 1 ist, findet keine Überabtastung statt.
- Danach wird die Matlab Funktion „interpnl“ aufgerufen, die das Signal mittels einer Polynom-Interpolation mit drei Stützstellen („xip“ und „yip“ sind drei Koordinaten der Stützstellen) zwischen den diskreten Werten interpoliert.

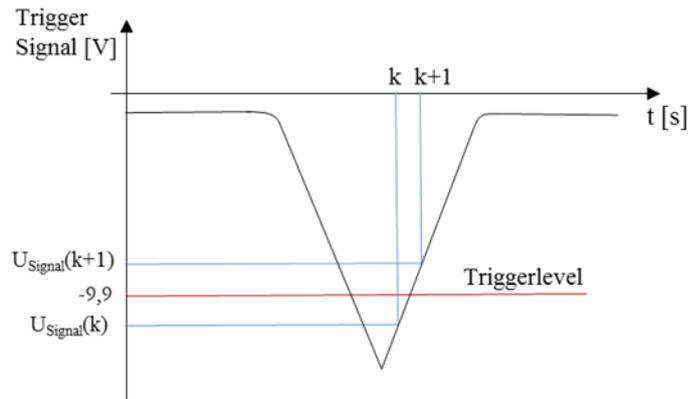
```

103 %resample (oversampling) trigger
104 xip = zeros(3,1);
105 yip = zeros(3,1);
106 re_num = str2double(re);
107 for kk = 1:redim
108     xret = real(kk-1)/real(re_num)+1;
109     irect = floor(xret);
110     for ip = 1:3
111         xip(ip,1) = irect + ip - 1;
112         if kk==redim-1 || kk == redim
113             yip(ip,1) = trig(irect);
114         else
115             yip(ip,1) = trig(ip + irect - 1);
116         end
117     end
118     yy(kk,1) = interpnl(xip,yip,3,xret);
119     retrig(kk,1) = yy(kk,1);
120     trigsignal(kk,1) = yy(kk,1);
121 end

```

In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie der Anzahl der Umdrehungen bestimmt wird und die Interpolation zwischen dem Trigger und den nächsten bzw. vorigen Messwert (sample), um der Anfang der Umdrehung zu bestimmen. Die Interpolation zwischen zwei Messpunkte ist im Bild unten dargestellt.

- Zunächst wird mit einer if – Verzweigung überprüft, ob das Triggerlevel zwischen dem y-Wert des Triggersignals beim Sampling mit der Nummer „retrig(kk,1)“ und dem y-Wert beim Sampling „retrig(k+1)“ liegt oder ob der Wert auf der y-Achse exakt mit dem Triggerlevel zusammenfällt. Wenn der Interpolationswert „retrig“ für die y-Werte des Triggers mit dem Triggerlevel exakt Übereinstimmt oder innerhalb der oben definierte Grenze liegt, wird damit der Anfang bzw. das Ende einer Umdrehung gekennzeichnet. So wird mit dem Zähler „hh“ die Umdrehung als solche registriert und gezählt. Die Variable „samples(hh,1)“ beinhaltet die Anzahl der Abtastungen (Samples) während dieser Umdrehung.
- Ist die Schleife beendet, so enthält „hh“ die exakte Anzahl an Umdrehungen während der Messzeit. In weiterer Folge wird von der Variable „hh“ eins abgezogen, da hh mit eins beginnt zu zählen.
- Die Variable „deltax(hh,1)“ steht für den Abstand vom Trigger in φ - Richtung und wird durch lineare Interpolation berechnet wie auch in untenstehenden Abbildung zu sehen ist.



Lineare Interpolation des Abstandes zum Trigger in x-Richtung

```

122 % find start of each revolution
123 hh = 1;
124 trigsvl_num = str2double(trigsvl);
125 for kk = 1:redim-1
126 if ((retrig(kk,1) > trigsvl_num) && (retrig(kk+1,1) < trigsvl_num | retrig(kk,1)==trigsvl_num)
127     samples(hh,1) = kk;
128     % distance from trigger to exactly trigsvl
129     deltax(hh,1) = (retrig(kk,1)-trigsvl_num)/(retrig(kk,1)-retrig(kk+1,1));
130     hh = hh+1;
131 end
132 end

```

In diesem Matlab Abschnitt werden die Dateinamen erzeugt sowie die Daten eingelesen für die 24 Mikrofone.

- Die Schleife startet mit „i=1“ bzw. „nmic = 1“. In Abhängigkeit von der Messposition „p1“ und vom Mikrofon „p2“ wird ein Dateiname mit dem Befehl „strcat“ erzeugt und in eine Variable mit dem Namen „filename“ gespeichert.
- Zunächst werden Daten für das entsprechende Mikrofon „nmic“ und die entsprechende Messposition „endpos“ eingelesen und in eine Variable „a“ als Matrix gespeichert
- Die Variable „counta“ gibt die Anzahl der Samples an.

```

133 p2 = 0;
134 nmic_double = str2double(nmic);
135 for i = 1: nmic_double
136     if (i<10)
137         p2 = num2str(i);
138     if ( k<10)
139         filename = strcat(fprefixR,'0',p1,'_RmaMic_00',p2,'.bin');
140     else
141         filename = strcat(fprefixR,p1,'_RmaMic_00',p2,'.bin');
142     end
143 else
144     p2 = num2str(i);
145     if (k<10)
146         filename = strcat(fprefixR,'0',p1,'_RmaMic_0',p2,'.bin');
147     else

```

```

148     filename = strcat(fprefixR,p1,'_RmaMic_0',p2,'.bin');
149     end
150     end
153     file = strcat(path, filename);
154     file_char = char(file);
155     fid = fopen( file_char,'rb');
156     position = ftell(fid);
157     a = fread(fid,inf,'float32');
158     fclose(fid);
159     counta = length(a);

```

In diesem Matlab Abschnitt findet das Oversampling statt.

- Für den Fall, dass $re > 1$ ist, wird „xret“ berechnet und Oversampling findet statt. Wenn der Faktor „re=1“ ist, findet kein Oversampling statt.

```

160     %resample (oversampling)
161     if ( counta == countt )
162         if re_num > 1
163             for kk = 1:redim-1
164                 xret = real(kk-1)/real(re_num)+1;
165                 ired = floor(xret);
166                 for ip = 1:3
167                     xip(ip,1) = ired + ip - 1;
168                     if kk == redim-1 || kk == redim
169                         yip(ip,1) = a(ired);
170                     else
171                         yip(ip,1) = a(ip + ired - 1);
172                     end
173                 end
174                 yy(kk,1) = interpnl(xip,yip,3,xret);
175                 retrigsignal(kk,1) = trigsig(2 + ired - 1);
176                 retrig(kk,1) = yy(kk,1);
177             end
178         else
179             retrigsignal(1,:) = [];
180             retrigsignal = trigsig;
181             retrigsignal(length(trigsig)+5,1)=0;
182             retrig = a;
183             retrig(length(a)+3,1)=0;
184         end

```

Hier findet die adaptive Neuabtastung für jede Umdrehung unter Verwendung der vom Benutzer vorgegebenen Anzahl der Samples „nn“ statt.

- Zuerst wird eine Schleife über alle Umdrehungen „hh“ während einer Messzeit gestartet.
- Danach wird x-Position „xret“ der neuen Samples berechnet.
- Anschließend werden die Stützstellen „xip“ und „yip“ für die Polynom - Interpolation berechnet. Es werden hier jedoch fünf Stützstellen anstelle von drei berechnet und anschließend wird mit der Matlab – Funktion „interpnl“ zwischen diskreten Werten interpoliert. Die lineare Interpolation ist hier notwendig, damit im Anschluss das Phase Averaging durchgeführt werden

kann, da die Position der Samples verschoben wurde und die Wahrscheinlichkeit, dass an dieser Stelle kein y-Wert vorhanden ist sehr groß wäre.

- Zuletzt werden die interpolierten Werte in ein Array „rea(j,kk)“ gespeichert, wobei der Index „j“ für die Umdrehungen und „kk“ für die Anzahl an neuen Samples steht.

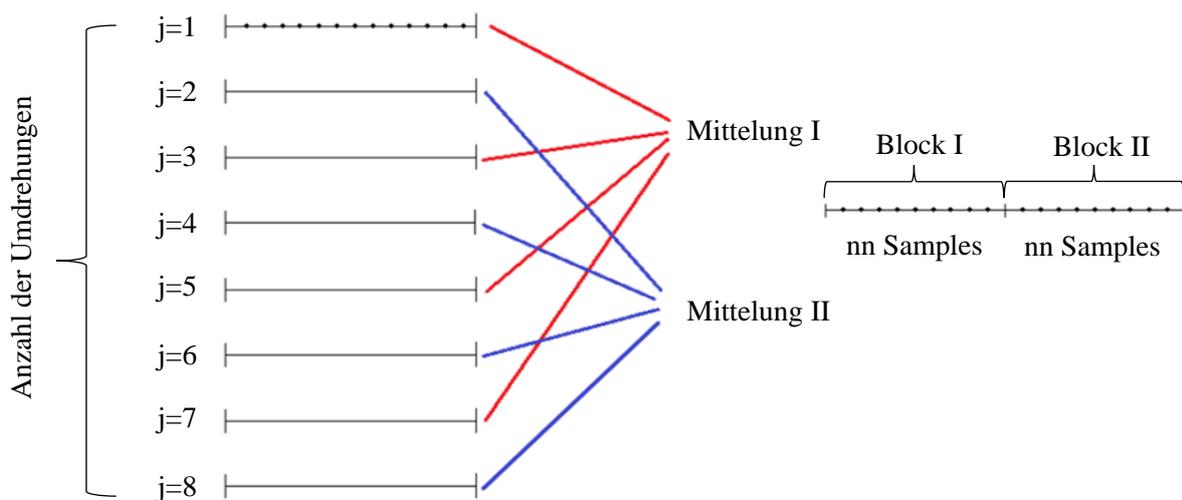
```

185 % adaptive resampling
186 nn_num = str2double(nn);
187 for j = 1:hh-2
188 for kk = 1:nn_num
189 xret=real(kk-1)/real(nn_num)*(real(samples(j+1)-samples(j))+deltax(j+1)-deltax(j))+del-
190 tax(j)+1;
191 irect = floor(xret);
192 for ip = 1:5
193 xip(ip) = irect + ip - 1;
194 yip(ip) = retrig(ip + irect + samples(j) - 1);
195 end
196 yy(kk,1) = interp1(xip,yip,5,xret);
197 rea(j,kk) =yy(kk,1);
198 ytrigger(j,kk) = retrigsignal(3 + irect + samples(j) - 1 );
199 end

```

Im untenstehenden Matlab Abschnitt findet die Phasenmittelung statt:

- Um die Phasenmittelung zu verstehen, sollte unbedingt Ergänzend zum Matlab Code der Abschnitt 2.8.1 und die untere Skizze betrachtet werden, in welcher der Ablauf der Phasenmittelung zu sehen ist. Man nimmt die oben bestimmte Anzahl an Umdrehungen während der Messzeit „hh“ und unterteilt sie in eine neue Anzahl an Samples „nn“ (vorgegebene Anzahl an Samples). Zunächst nimmt man die Variable „numrev“, welche die Umdrehungen die miteinander gemittelt werden bestimmt. In der nachstenden Skizze ist zum Beispiel „numrev =3“. Das bedeutet, dass jede dritte Umdrehung genommen wird und jedes einzelne Sample „nn“ über die Menge hier bestimmten Umdrehungen gemittelt wird.
- Mit „numave“ wird die Anzahl der Blöcke festgelegt. Zuerst wird mit einer if-Verzweigung überprüft ob „nperiod“ (ist hier die berechnete Anzahl der Umdrehungen während der Messzeit ohne Drehzahlschwankung) größer oder kleiner als „hh“ (exakte Anzahl an Umdrehungen während einer Messzeit) ist. Wenn „nperiod“ kleiner als „hh“ ist, wird „numave“ aus „nperiod“ berechnet andernfalls aus „hh“.
- Die Mittelung erfolgt innerhalb der folgenden drei Schleifen und wird hier anhand eines Beispiels erklärt. Zuerst nimmt man die erste aller Umdrehungen (j=1) danach in der zweiten Schleife dem ersten Abtastpunkt (kk=1). In der dritten Schleife werden, wenn z.B. („numrev=10“) gewählt ist, die Messwerte „rea(j+jj, kk)“ für jeden Abtastpunkt „kk“ und von jeder 10 Umdrehung ermittelt und addiert und durch die Anzahl der Blöcke „numave“ dividiert.
- Die gemittelten Werte werden in „pla(step)“ gespeichert, wobei „step“ für die Anzahl der Blöcke steht.
- Wenn die Phasenmittelung beendet ist, werden die Ergebnisse die in „pla(step)“ gespeichert sind, in den Ordner „save“, welcher durch die Routine „Acoustic_Analysis_STTF“ erstellt wurde, abgelegt.



```

200 %phase averaging
201 step = 1;
202 nperiod_num = str2double(nperiod);203
203 numrev_num = str2double(numrev);
204 if (nperiod_num < (hh-1))
205     numave = floor(nperiod_num /numrev_num);
206 else
207     numave = floor((hh-1)/numrev_num);
208 end
209 pla =zeros(numrev_num*nn_num,1);
210 for j = 1:numrev_num
211     for kk = 1:nn_num
212         for jj = 0:numrev_num:(numave*numrev_num-1)
213             pla(step) = pla(step)+ rea(j+jj,kk)./numave;
214             platrig(step) = ytrigger(j + jj,kk);
215         end
216         step = step + 1;
217     end
218 end
219 %saving data
220 file = strcat(savedir,fprefix,p1,'_RmaMic_0',p2,'.bin');
221 file_char =char(file);
222 fid = fopen(file_char,'wb');
223 fwrite(fid,pla,'real*8');
224 fclose(fid);
225 end
226
227 if i==1
228     platrig = platrig(1:length(pla));
229     file = strcat(savedir,fprefix,p1,'_Trigger.bin');
230     file_char =char(file);
231     fid = fopen(file_char,'wb');
232     fwrite(fid,platrig,'real*8');
233     fclose(fid);
234 end
235 end

```

Die Phasenmittelung für die Referenzmikrofone erfolgt im untenstehenden Matlab Abschnitt auf dieselbe Art und Weise wie bei den restlichen 24 Mikrofonen.

```

236 %start same loop on reference microphone
237 file = strcat(pathref,refname1);
238 file_char = char(file);
239 fid = fopen( file_char,'rb');
240 position = ftell(fid);
241 a = fread(fid,inf,'float32');
242 fclose(fid);
243 counter = length(a);
244 %resample acq data Reference Mic 1
245 re_num = str2double(re);
246 if ( counter == countt)
247     if re_num > 1
248         for kk = 1:redim
249             xret = real(kk-1)/real(re_num)+1;
250             ired = floor(xret);
251             for ip=1:3
252                 xip(ip,1) = ired + ip - 1;
253                 if kk == redim-1 || kk == redim
254                     yip(ip,1) = a(ired);
255                 else
256                     yip(ip,1) = a(ip + ired - 1);
257                 end
258             end
259             yy(kk,1) = interpnl(xip,yip,3,xret);
260             retrig(kk,1) = yy(kk,1);
261         end
262     else
263         retrig = a;
264         retrig(length(a)+3,1)=0;
265     end
266 % adaptive resampling Reference Mic 1
267 for j=1:hh-2
268     for kk=1:nn_num
269         xret=real(kk-1)/real(nn_num)*(real(samples(j+1)-samples(j))+deltax(j+1)-deltax(j))+del-
270 tax(j)+1;
271         ired = floor(xret);
272         for ip=1:5
273             xip(ip,1) = ired + ip - 1;
274             yip(ip) = retrig(ip + ired + samples(j) - 1);
275         end
276         yy(kk,1) = interpnl(xip,yip,5,xret);
277         rea(j,kk) =yy(kk,1);
278     end
279 End
281 %phase averaging Reference Mic 1
282 step = 1;
283 if (nperiod_num < (hh-1))
284     numave = floor(nperiod_num /numrev_num);

```

```

285     else
286         numave = floor((hh-1)/numrev_num);
287     end
288     pla =zeros(numrev_num*nn_num,1);
289     for j = 1:numrev_num
290         for kk = 1:nn_num
291             for jj = 0:numrev_num:(numave*numrev_num-1)
292                 pla(step) = pla(step) + rea(j + jj, kk)/(numave);
293             end
294             step = step + 1;
295         end
296     end
297     %saving data
298     file = strcat(savedir,fprefix,p1,'_RefMic_0',refnum1,'.bin');
299     file_char =char(file);
300     fid = fopen(file_char,'wb');
301     fwrite(fid,pla,'real*8');
302     fclose(fid);
303     end
304     end

```

Matlab-Funktion zur Polynom Interpolation

Hier wird die implementierte in Matlab als Funktion „interp1“ Polynom Interpolation beschrieben. Implementierung basiert auf der Polynominterpolation von Newton und dividierten Differenzen wie im Abschnitt 2.8.3 beschrieben wurde.

Es ist wichtig zu erwähnen, dass die Leistung des Hauptspeichers im Vergleich zur CPU-Leistung viel geringer ist. Infolgedessen ist der begrenzende Faktor für die Ausführungsgeschwindigkeit oft die Zugriffszeit auf den Speicher. Eine Möglichkeit um die Leistung von Programmcode zu verbessern ist die Reservierung von Speicherbereichen für Datenfelder, bevor auf diese in Schleifen zugegriffen wird. Wenn Datenfelder innerhalb von Schleifen erzeugt oder wiederholt verändert werden, sollte der für sie benötigte Speicherbereich immer im Voraus reserviert werden, wodurch die benötigte Zeit für die Ausführung der Schleife um ca. 99,7% geringer wird.

In diesem Matlab Abschnitt findet die Polynom Interpolation statt,

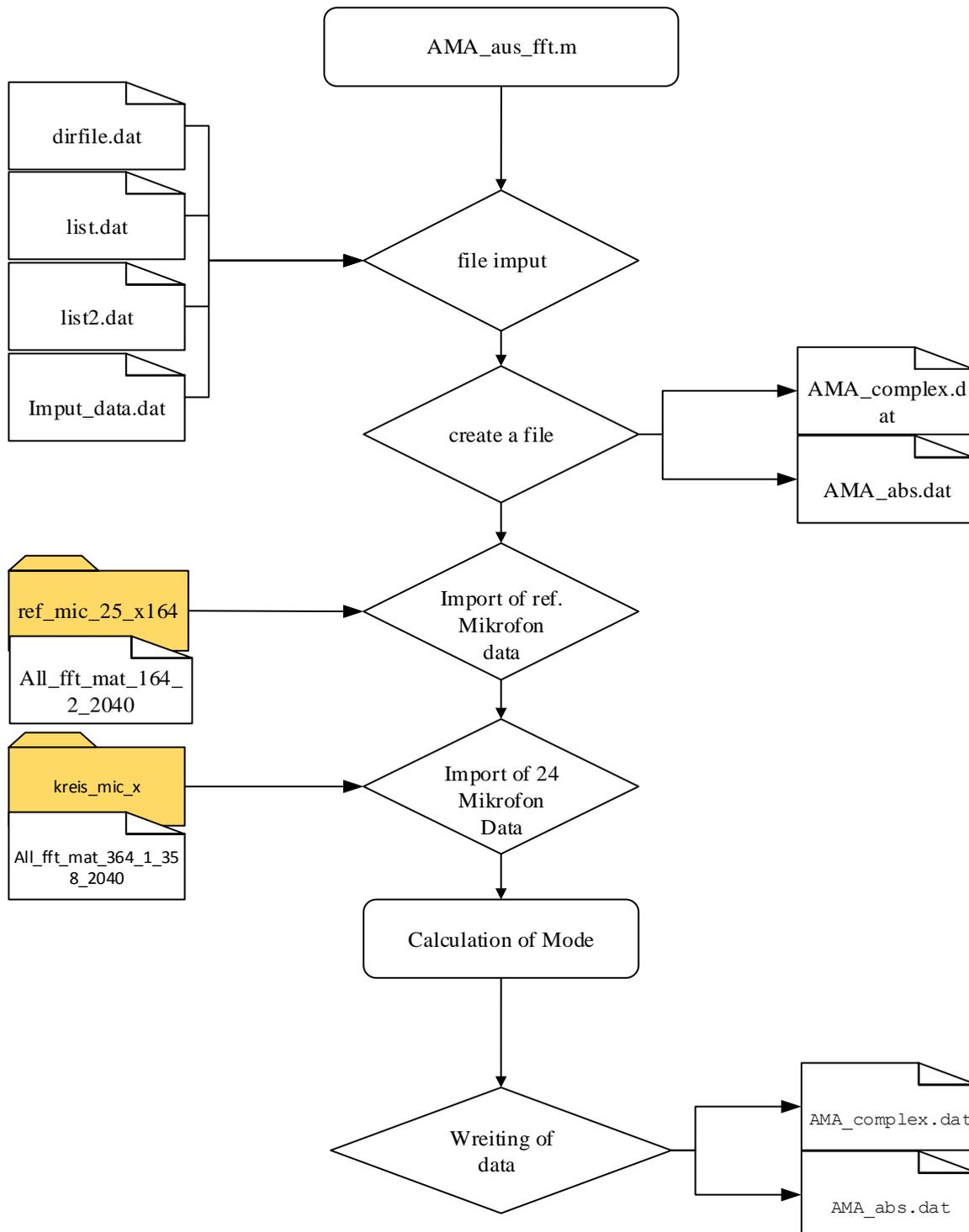
- Zuerst wird die Funktion „interp1“ aufgerufen. Die Eingangsgrößen sind die Stützstellen y_a , Stützwerte y_a , Anzahl der Stützstellen n und die Auswertungsstelle X . Die Funktion liefert die interpolierte Werte yy und den Interpolationsfehler dy
- Als nächstes werden die Variablen „c“, „d“ und „dif“ deklariert bzw. wird der benötigte Speicherbereich für die Datenfelder reserviert.
- Durch eine if-Verzweigung wird mit den Variablen „dif“ und „dift“ die Position von der Auswertungsstelle X bestimmt, welche mit „ns“ bezeichnet wird. Da die Reihenfolge der Stützstellen beim dividierten Differenzen Schema unerheblich ist, wird die Stützstelle an der Stelle „ns“ auch die erste Zeile beim dividierten Differenzen Schema. Der Stützwert an dieser Stelle entspricht dem ersten Koeffizient im Newton Interpolationspolynom und wird in Matlab als „c“ bezeichnet.
- Anschließend werden zwei Schleifen gestartet. Innerhalb dieser zwei Schleifen werden die restlichen Polynomkoeffizienten nach dem dividierten Differenzen Schema bestimmt, welche mit

addiert und in Variable „ y “ gespeichert werden. Dieser Wert entspricht dem Polynomwert bzw. dem Interpolation Wert.

```
1 function [y,dy] =interpnl(xa,ya,n,x)
2 ns = 1;
3 c = zeros(n);
4 d = zeros(n);
5 dif = abs(x-xa(1));
6
7 for i=1:n
8     dift = abs(x-xa(i));
9     if (dift < dif)
10        ns=i;
11        dif = dift;
12    end
13    c(i) = ya(i);
14    d(i) = ya(i);
15 end
16 y = ya(ns);
17 ns = ns-1;
18
19 for m = 1:n-1
20     for i = 1:n-m
21         ho = xa(i)-x;
22         hp = xa(i+m)-x;
23         w = c(i+1)-d(i);
24         den = ho-hp;
25         den = w/den;
26         d(i) = hp*den;
27         c(i) = ho*den;
28     end
29     if (2*ns < n-m)
30         dy = c(ns+1);
31     else
32         dy = d(ns);
33         ns = ns-1;
34     end
35     y = y+dy;
36 end
37 end
```

Azimutalmodenanalyse (AMA)

Das hier dargestellte Flussdiagramm zeigt den Routinen Ablauf von `AMA_aus_fft.m` die während dieser Arbeit von FORTRAN in MATLAB umgeschrieben wurde. Nachfolgend erfolgt eine detaillierte Beschreibung des Ablaufs dieser Routine.



MATLAB File:

Für die Durchführung der Azimutalmodenanalyse in MATLAB sind im untenstehenden Abschnitt die erforderlichen Files und Variablen dargestellt.

Input-Files:

- input_data.dat
- list.dat (liste mit Umfangspositionen)
- list2.dat
- dirfile.dat (beinhaltet die Namen der Ordner, in denen die Ergebnisse der FFT abgespeichert wurden)

Variablen:

- endpos.....Anzahl der Umfangspositionen
- smode.....Anzahl der Moden in positiver und negativer Richtung für AMA
- TPname.....beinhaltet der Name des Betriebspunkts
- savedir.....Pfad für den Ordner in dem die Ergebnisse gespeichert werden
- fprefix.....Präfix des Files, nach Durchführung der FFT
- dir, pdir.....beim einlesen des Files „dirfile.dat“ steht „dir(kk)“ für die erste Spalte und „pdir(kk)“ für die zweite Spalte
- countf.....ist der Zähler für die Anzahl an x-positionen
- rm(kk,ii).....hier werden die Daten des Referenzmikrofons gespeichert, wobei „kk“ für die Umfangspositionen und „ii“ für die Spalten steht
- countr.....ist der Zähler für die Messpunkte
- a(kk,ii).....hier wird Real-und Imaginärteil der eingelesene Werte gespeichert
- ca(nn).....mit dem Befehl „complex“ wird hier eine komplexe Zahl aus „a(kk,ii)“ zurückgegeben und nn ist in diesem Fall der Zähler für die Umfangspositionen

Im untenstehenden Abschnitt ist dargestellt wie das File „dirfile“ eingelesen wird

- Mit der Matlab-Funktion „fileparts“ wurde der Pfadname für die angegebene Dateien zurückgegeben die dann mit „strcat“ zu einer Zeichenkette zusammengefügt und in „filename“ gespeichert werden.
- Mit Hilfe der Funktion „fopen“ wird die Datei zum Lesen geöffnet, anschließend von der Matlab-Funktion „textscan“ Blockweise gelesen und in „dataArray“ als Matrix gespeichert.
- Am Ende dieses Abschnittes werden alle nicht mehr benötigte Variablen mittels Matlab-Funktion „clearvars“ gelöscht.

```

2 function [ ] = AMA_aus_fft(alpha_grad )
4 %Umrechnung der Schrittweite von Grad [°] in Radiant [rad]
5 alpha_rad =alpha_grad*pi()/180;
6
7 %import of "dirfile.dat"
8 [maindir,filename] = fileparts(mfilename('fullpath'));
9 data_path = [ maindir ];
10 dirfile_input = strcat(data_path, '\dirfile.dat');
11 filename = dirfile_input;
12 delimiter = '\t';
13
14 %Format string for each line of text:
15 formatSpec = '%s%s%[\n\r]';
16 %Open the text file.
17 fileID = fopen(filename,'r');
18

```

```

19 %Read columns of data according to format string.
20 dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
21 %Close the text file.
22 fclose(fileID);
24 %Create output variable
25 dirfile1 = [dataArray{1:end-1}];
26
27 %Clear temporary variables
28 clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;

```

Beim einlesen der Datei „dirfile.dat“ wurde ein 13x2 Matrix: „dirfile1“ erzeugt, über welcher eine Schleife läuft. Diese erzeugt „dir(kk)“, was für die erste Spalte steht und „pdir(kk)“, was für die zweite Spalte steht.

```

29 char dir = 0;
30 char pdir = 0;
31 countf =0;
32 for kk=1:length(dirfile1)
33     dir(kk,1)=(dirfile1(kk,1));
34     pdir(kk,1)=dirfile1(kk,2);
35     countf=countf+1;
36 end
37 countf=countf-1;

```

In diesem Matlab Abschnitt wird das File „list.dat“ eingelesen, welche die Anzahl der Messpositionen am Umfang für beide Mikrophon Reihen beinhaltet. Hier wurde analog vorgegangen wie beim Einlesen von „dirfile“, was bereits oben erläutert wurde. Das hier eingelesene File wurde in Variable „list“ als Array gespeichert.

```

38 %Import of "list.dat"
39 list_input = strcat(data_path, '\list.dat');
40 filename = list_input;
41 delimiter = '\t';
42 formatSpec = '%f%f%[\n\r]';
43
44 %Open the text file
45 fileID = fopen(filename,'r');
46
47 %Read columns of data according to format string.
48 dataArray=textscan(fileID,formatSpec,'Delimiter',delimiter,'ReturnOnError',fals);
49 %Close the text file.
50 fclose(fileID);
51
52 %Allocate imported array to column variable names
53 VarName1 = dataArray{:, 1};
54 VarName2 = dataArray{:, 2};
55
56 %Clear temporary variables
57 clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;

```

```
56 list = [VarName1,VarName2];
```

Das Einlesen von „list2“ erfolgt Analog zum Einlesen von „dirfile“.

```
54 %Import of "list2.dat"
55 list2_input = strcat(data_path, '\list2.dat');
56 filename = list2_input;
57 delimiter = '\t';
58 formatSpec = '%f%f%[\n\r]';
59 fileID = fopen(filename,'r');
60 dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
61 fclose(fileID);
62 VarName1 = dataArray{:, 1};
63 VarName2 = dataArray{:, 2};
64
65 %Clear temporary variables
66 clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;
67
68 list2 = [VarName1,VarName2];
69 nk=0;
70 for kk=1:length( list2(:,1))
72     list2(kk,1);
73     nk = nk + 1;
74 end
```

Nachfolgend erfolgt, das Einlesen der Parameter aus dem File „input_data“. Die hier eingelesenen Daten wurden in „input_data“ als Vektor gespeichert. Zunächst wird eine Schleife über dem „input_data“ Vektor gestartet und anschließend mit „Switch-case“ Anweisungen die eingelesenen Daten entsprechenden Variablen zugewiesen. Die Zuweisung erfolgt entsprechend der Vektorpositionen.

- Die ersten drei mit „endpos“ bezeichneten Variablen werden zunächst nicht benötigt
- Die vierte Position „endpos“, steht für Anzahl der Umfangsmesspositionen
- Variable „smode“ steht für Anzahl der Mode in positiver und negativer Richtung für AMA
- Variable „TPname“ steht für Projekt (Z.B. TP_1)
- Variable „savedir=H:\Auswertungen\Datum_TEC_Hohl_alle_offen\TP_093\Akustik“ enthält den Pfad, in dem die Ergebnisse gespeichert sind.
- „fprefix=All_fft_mat_“ steht für Präfix, nach Durchführung der FFT.
- „dirfile=dirfile.dat“ enthält die Namen der Ordner, die bei der FFT erstellt werden.
- „freq=Frequenz“ bei diese Frequenz wird AMA durchgeführt.

```
75 %Import of "input_data.dat"
76 input_data_input = strcat(data_path, '\input_data.dat');
77 filename = input_data_input;
78 delimiter = ";";
79 formatSpec = '%s%[\n\r]';
80 fileID = fopen(filename,'r');
81 dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
82
83 %Close the text file.
```

```

84     fclose(fileID);
85     imput_data = dataArray{:, 1};
86
87     % Clear temporary variables
88     clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans;
89
90     a=0;
91     endpos = 0;
92     for ii= 1:length(imput_data)
93         a = imput_data(ii);
94         switch (ii)
95             case {1,2,3,4}
96                 endpos = a;
97             case {5}
98                 smode = a;
99             case 6
100                TPname = a;
101             case 7
102                 savedir = a;
103             case 8
104                 fprefix = a;
105             case 9
106                 dirfile = a;
107             case 10
108                 freq = a;
109         end
110     end

```

Das Einlesen von erforderlichen Daten für die Referenz Mikrophone für bestimmte Frequenz erfolgt hier. Diese Daten beinhalten die Ergebnisse nach Durchführung der FFT Analyse (Ordner mit Präfix „ref_mic“)

- zuerst wird die Variable „freq“, welche die Frequenz bei der die AMA durchgeführt wird beinhaltet, von „string“ in „double“ konvertiert.
- die Funktion „strcat“ gibt eine Zeichenfolge zurück, welche ein Pfad für den Ordner, wo sich die Daten für Referenz Mikrophone befinden, ist. Diese Zeichenfolge wird in ein „string“ umgewandelt, die dann in eine Variable „filename“ gespeichert wird.
- mit der Funktion „fopen“ werden Dateien zum Lesen geöffnet. Die geöffnete Textdatei wird durch die MATLAB-Funktion „textscan“ eingelesen und als Matrix gespeichert.
- Die eingelesenen .dat-Files beinhalten zwei Spalten, die den Real – und Imaginärteil der Ergebnisse darstellen und 180 Zeilen enthalten, (eine Zeile für jede Umfangsposition).
- In „rm“ werden dann die Werte gespeichert.
- Zwei Schleife werden über „rm“ gestartet, wobei „rf“ der Index für Umfangspositionen und „ii“ jener für die Spalten ist.
- Mit dem Befehl „complex“ wird eine komplexe Zahl für jede Umfangsposition zurückgegeben, wobei der Realteil „rm(rf,1) und der Imaginärteil rm(rf,2) ist.

```

111     %Import of reference microphone data
112     freq2 =char(freq);
114     file_ref_mic = strcat(savedir,TPname,dir(countf+1),fprefix,pdir(countf+1),'_2',freq2,'.dat');
115     file_ref_mic_char = char(file_ref_mic);
116     filename = file_ref_mic_char;

```

```

118     formatSpec = '% 16f%f%[\n\r]';
119     fileID = fopen(filename,'r');
120     dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', ',', 'WhiteSpace', '\ReturnOnError',false);
121     fclose(fileID);
122
123     %Create output variable
124     rm = [dataArray{1:end-1}];
125
126     %Clear temporary variables
127     clearvars filename formatSpec fileID dataArray ans;
128
129     countr = 0;
130     crm = 0;
131     for rf=1:length(rm)
132         for ii =1:2
133             crm(rf,:)=complex(rm(rf,1),rm(rf,2));
134         end
135     end

```

Hier werden die Files mit dem Präfix „AMA_complex“ bzw. „AMA_abs“ erstellt, wo später die Ergebnisse aus Azimutalmodenanalyse gespeichert werden.

- Die Funktion „fileparts“ gibt den Pfad zurück, wo sich die Datei befindet, welcher in „data_path“ gespeichert wird.
- Anschließend werden mittels Funktion „fopen“ die Files erstellt.

```

106     freq2 =char(freq);
107     [maindir,filename] = fileparts(mfilename('fullpath'));
108     data_path =[ maindir ];
109
110     file_AMA_complex=[data_path, '\AMA_complex' freq2 '.dat' ];
111     file_AMA_abs=[data_path, '\AMA_abs' freq2 '.dat' ];
112
113     file_complex=fopen(file_AMA_complex,'w','l');
114     file_abs=fopen(file_AMA_abs,'w','l');

```

Hier wird eine Schleife über alle axialen Positionen gestartet. Im Fall, dass mehrere mit Sensoren bestückte Mikrofonplatten und damit mehrere Referenz Mikrofone verwendet werden, deren Messergebnisse zusammen geführt werden müssen ist unten stehende if-Verzweigung von Bedeutung, weil die legt fest, wie die Mikrofone untereinander bzw. mit welchen Referenz Mikrofon kombiniert wird.

```

116     endpos_double =str2double(endpos);
117     nk=1;
118     for hh = 1:2
119         prad =num2str( hh );
120         for f = 1:countf
121             if mod(f,2)==0
122                 for ii = 1:endpos_double
123                     ord(ii) = list(ii,2);
124                 end

```

```

125     for ii = 1:nk
126         ord2(ii) = list2(ii,2);
127     end
128     else
129     for ii = 1:endpos_double
130         ord(ii) = list(ii,1);
131     end
132     for ii = 1:nk
133         ord2(ii) = list2(ii,1);
134     end
135 end
136 nn = 0;

```

Das Einlesen der Dateien für 24 Mikrofone erfolgt analog zum Referenz Mikrofon, wie bereits oben erläutert wurde.

Die eingelesenen Werte werden wiederum in Real – und – Imaginärteil gespeichert und zwar in Variable „a“. Mit dem Befehl „complex“ wird eine komplexe Zahl für alle Positionen am Umfang zurückgegeben und in „ca(nn,:)“ gespeichert. Wobei „ca(nn,1)“ für Realteil und „ca(nn,2)“ für Imaginärteil steht. In diesem Fall steht „nn“ für Umfangspositionen und „nk“ ist Anzahl der Mikrofonplatten.

```

138 %Reading all data
139 for k = 1:nk
140     ord2_char = char(num2str((ord2(k))));
141     All_fft_mat = strcat(savedir,TPname,dir(f),fprefix,pdir(f),'_',prad,'_',ord2_char, freq, '.dat');
142     All_fft_char = char(All_fft_mat);
143 end
144
145 %Initialize variables.
146 filename = All_fft_char;
147 formatSpec = '% 16f%f%[\n\r]';
148 fileID = fopen(filename,'r');
149 dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', ',', 'WhiteSpace', '\n', 'ReturnOnError', false);
150 fclose(fileID);
151 a = [dataArray{1:end-1}];
152
153 % Clear temporary variables
154 clearvars filename formatSpec fileID dataArray ans ;
155
156 ca=0;
157 for i = 1:endpos_double
158     nn = nn + 1;
159     ca(nn,:)=complex(a(nn,1),a(nn,2));
160 end

```

In diesem Matlab-Abschnitt werden die Moden für den angegebenen Bereich „smode“ berechnet.

- Zunächst werden hier alle benötigte Variablen deklariert, die für die weitere Berechnung erforderlich sind.

- Nun werden zwei Schleifen gestartet. Die erste Schleife zählt die Anzahl der Moden und die zweite läuft über den Umfang. Für jede Mode werden alle Umfangspositionen berechnet und aufsummiert.
- Abschließend wird eine Mittelung der Werte über alle Umfangspositionen durchgeführt.

```

161 % AMA decomposition
162 mn = 1;
163 smode_double = str2double(smode);
164 amn = 0;
165 amc = 0;
166 m=0;
167 for m = -smode_double:smode_double
168     am =0;
169     amn = 0;
170     for k = 1:endpos_double
171         am(k,:) =ca(ord(k))*conj(crm(ord(k)))*exp((m)*((k-1))*1i*...
172         alpha_rad)/((crm(ord(k))*conj(crm(ord(k))))^(0.5));
173         amn = am(k,:) + amn;
174     end
175     amc(mn,:) =(conj(amn))./real(endpos_double);
176     mn = mn + 1;
177 end

```

In diesem MATLAB-Abschnitt werden alle berechnete Werte in die zuvor erstellten Files gespeichert.

- Zuerst werden Absolutwerte mit der Funktion „abs“ zurückgegeben und in der „AMA_abs“ gespeichert.
- In „AMA_complex“ werden Real- und Imaginärteil von „amc“ für jede Mode gespeichert.

```

178 aa =abs(amc);
179 file_abs_write=fopen(file_AMA_abs,'at');
180 fprintf(file_abs_write, '%12.8f\n', aa);
181 fclose(file_abs_write);
182
183 file_complex_write = fopen( file_AMA_complex, 'at');
184 fprintf( file_complex_write ,'%g      %g\n', [real(amc) ,imag(amc)]);
185 fclose(file_complex_write);
186
187     end % End of loop f
188 end % End of Loop hh
189 end %End of function [ ]

```

Anhang B - Veröffentlichung

In diesem Abschnitt werden alle Veröffentlichungen (Publikationen), die während dieser Arbeit entstanden sind, angeführt.

GT2019-90283

AEROACOUSTICAL AND AERODYNAMICAL INVESTIGATIONS OF RIBLETS APPLIED ON LOW PRESSURE TURBINE EXIT GUIDE VANES FOR TWO DIFFERENT OPERATING POINTS

M. Zenz, A. Hafizovic, L. Simonassi, P. Leitl¹, F. Heitmeir, A. Marn

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

¹ Bionic Surface Technologies GmbH, Graz, Austria

ABSTRACT

One of the main goals for modern aircrafts is to lower the fuel consumption and noise emissions without worsening the aerodynamic performance. One possibility to lower the fuel consumption is to reduce the skin-friction losses of vanes and blades inside the engine. Therefore, this paper is about the aeroacoustical as well as the aerodynamical effects of a riblet foil applied on the suction side surface of turbine exit guide vanes (TEGVs) of a 1 ½ stage low pressure turbine (LPT). There have been numerous studies concerning riblets but none using them in a LPT. In general, if riblets are applied on the suction side of vanes or blades, they lower the drag and increase the lift.

Test runs were performed under two different operating points in a subsonic test turbine facility for aerodynamic, aeroacoustic, and aeroelastic investigations (STTF-AAAI) located at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology. One operating point was the design point of the riblets and the second one an off-design point. During the test campaign, two different set-ups have been investigated. One configuration with riblets applied on the suction side of the TEGVs, and one configuration with a smooth foil on the vanes to achieve the same thickness as the first set-up. This smooth configuration serves as a reference case. The tested riblet structure was of trapezoid type with 45 µm tip distance and a height to tip distance ratio of 0.45.

The acoustical data has been obtained by using flush mounted condenser microphones, rotated over 360 deg around the flow channel. The aerodynamical data was obtained by using an aerodynamic five-hole-probe as well as

a trailing edge probe. Measuring in planes up- and downstream of each TEGV allowed the comparison of a rough pressure loss estimation between the two studied set-ups.

The present work gives a closer insight into the change of the acoustical and aerodynamical behaviour by applying riblets to LPT vanes.

INTRODUCTION

Many investigations have been performed in the past and are still ongoing to increase the efficiency of aircraft engines, not only from an aerodynamical point of view but also from an acoustical one. Every decrease in noise emissions without an increase of aerodynamical losses is needed to achieve the goals pointed out by the Advisory Council for Aviation Research and innovation in Europe (ACARE). A possible way to raise the effectiveness of an aircraft engine is to decrease the aerodynamical losses. Those losses include the skin friction generated by the boundary layers growing on vanes and blades. If the boundary layer is now turbulent, it can be influenced by different surface structures.

A lot of investigations have been performed concerning these structures in combination with blade cascades as well as with guiding structures on the surface of flow channels. One of the studied structures are so called riblets, which are grooved microstructures.

Using those riblets has shown that a reduction of skin friction in turbulent flow is possible. Lighthill [1] and Lighthill [2] showed in his work that fluid mechanics and acoustics can be connected and described that turbulence can be a source of sound.

Numerous studies about the mentioned ribbed structures have been done in the last decades. Investigations concerning

the optimum position of the riblets on a surface, the range of Reynolds numbers as well as Mach numbers and angles of attack have been discussed. The optimal positioning of riblets on blades is not uniform according to different sources in literature. Fang et al. [3] investigated a compressor cascade with riblets on the pressure side of the blades. With this configuration a loss reduction of 10 % was achieved. Nagao and Breugelmans [4] on the other side indicated that riblets increase skin friction when applied on the pressure side of compressor blades. They examined a variation of different Reynolds numbers as well as different angles of attack. Lietmeyer et al. [5] made investigations on compressor blades with riblets applied on the suction side and aligned with the dominating wall shear stress. The outcome was a profile loss reduction of 4%. Boese and Fottner [6] showed the overall loss behavior of highly loaded blades in a compressor cascade. They could achieve a reduction of the pressure loss coefficient of 8% using riblets again on the suction side.

Another important parameter influencing the drag reduction is the pressure gradient. Bechert et al. [7] made investigations with zero pressure gradient and Debisschop and Nieuwstadt [8] with adverse pressure gradient. With the zero pressure gradient a reduction of the friction drag of about 10% was achieved. In the work of [8], the reduction was almost doubled compared to the zero gradient.

Choi et al. [9] performed direct numerical solutions over a riblet surface to understand the mechanism why this structure is working in a better way. Luchini et al. [10] was also investigating the phenomena of the drag reduction due to this surface structure and gives together with [9] a good insight into the reducing mechanisms.

This work is about the change of the aeroacoustical as well as aerodynamical performance of a LPT stage using riblets on the suction side surface of turbine exit guide vanes.

NOMENCLATURE

Abbreviations

BPF	Blade Passing Frequency
FoI	Frequency of Interest
LE	Leading Edge
LPT	Low Pressure Turbine
LPV	Lower Passage Vortex
STTF-AAAI	Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic, and Aeroelastic Investigations
TE	Trailing Edge
TEC	Turbine Exit Casing
TEGV	Turbine Exit Guide Vane
UPV	Upper Passage Vortex

Symbols

A	Complex amplitude
B	Blade count
b	Wake width
c	Speed of sound
f	Modal shape factor
h	Harmonic index
H	Shape factor
k	Axial wave number
m	Azimuthal mode order

n	Radial mode order
p	Pressure
R	Outer radius of the annulus
r	Radius
t	Time
T	Lighthill tensor
U	Velocity component
V	Vane count
x	Spatial coordinate

Greek Symbols

α	Yaw angle, complex factor
δ	Wake parameter
σ	Eigenvalue of the Bessel function
ρ	Density
v	Velocity
ζ	Total pressure loss coefficient
ω	Angular frequency, rotation
φ	Circumferential coordinate
τ	Viscous stress tensor

Subscript

ax	Axial
m, n	Azimuthal, radial mode order
t	Total

Superscript

\pm	Propagation in (+) and against (-) the flow direction
\sim	Area averaged
$\overline{\sim}$	Mass averaged
'	Fluctuation

EXPERIMENTAL FACILITY

Test Facility

The Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology operates a 3MW compressor station in order to supply a couple of test facilities continuously with pressurized air. A meridional section of the subsonic test rig is shown on the left side of Figure 1. Considerable effort was put into the adjustment of relevant model parameters to reproduce a full scale LPT configuration. The turbine diameter is approximately half that of a commercial aero engine LPT and therefore the rig is operated at higher rotational speeds. In the described subsonic test turbine facility, the maximum pressure ratio is limited to 2 due to the inlet spiral casing. The maximum mass flow rate is 15 kg/s at a

temperature at stage inlet of 100 °C. This inlet temperature can be adjusted by coolers within a wide range. The pressurized air enters the facility through a spiral inlet casing where the flow turns into axial direction.

In order to provide well defined and uniform inflow conditions, a de-swirler together with a perforated plate is

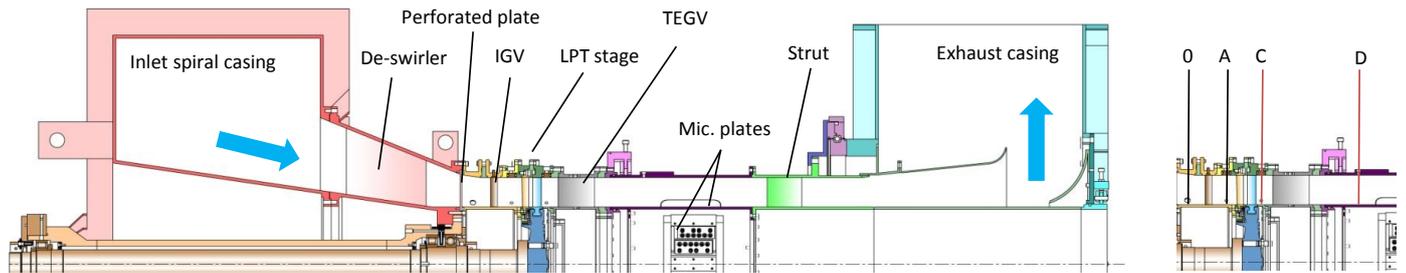


Figure 1: : Meridional section of the STTF-AAAI (left) and measurement planes (right)

located upstream of the stage inlet. Downstream of the perforated plate, inlet guide vanes can be found which simulate additional wakes of upstream located low pressure turbine stages. After passing the LPT stage, which includes a high aspect ratio unshrouded rotor, the air leaves the rig through an acoustic measurement section, supporting struts, exhaust casing, and the exhaust stack to ambient. A detailed description of the STTF-AAAI is given in Moser et al. [11].

Operating Points

For this investigation a design point concerning the geometrical design (tip to tip distance, riblets height, positioning due to the angle of the surface stream lines) of the riblets as well as an off-design point have been chosen. The Reynolds number of the TEGVs is defined using the midspan conditions at rotor exit as well as the axial chord of the vanes. Table 1 shows the operating conditions of both test points and the geometrical details of the investigated LPT stage. The design point corresponds to the noise certification point approach. A second operating point, the off-design point, was chosen to see the off-design capability of riblets. The selected rotational speed was about 75% of the design point.

Turbine Exit Guide Vanes

For one test case riblets have been applied on the TEGVs suction side and for the second one a smooth foil was used instead of the ribbed structure. With the smooth foil the same vane thickness was achieved and therefore this configuration served as a reference case.

Table 1: Operating conditions

Operating Conditions		
	Design point	Off-design point
TEGV Reynolds number	~340000	~375000
Stage pressure ratio	1.16	
Corrected speed	4042 rpm	2987 rpm
Corrected mass flow rate	6.81 kg/s	7.06 kg/s
Stage total inlet temperature	100 °C	
Geometry details		
Number of blades/vanes		
IGV/Stator/Rotor/TEGV	83/96/72/15	
Tip gap to blade height ratio	1.0%	
Hub to tip radius ratio	~2/3	

Figure 2 shows one vane with the applied riblets of a trapezoid type. The zoom in on the right side depicts the geometry of the riblets. The distance between the tips is of 0.45 μm and the aspect ratio (AR) is 0.45. In the area between the leading edge (LE) and the red line in Figure 2 as well as on the TEGVs pressure side, a smooth foil was applied. The reason to use the smooth foil also on a small part of the vanes suction side is that the turbulent flow starts in the area which is indicated by the red line in Figure 2 as well as to prevent the flow of hitting a forward facing step. Also [5] mentioned in his work that the profile losses are significantly higher with riblets starting already from the leading edge. The ideal riblet size was chosen according to a proprietary algorithm described in the patent no. AT508274. The resulting geometrical dimensions of the riblets are uniform over the whole span and the direction was aligned with the surface streamlines on the TEGVs according to a numerical preliminary study. A variation of ± 10 deg is in the toleration of the riblets, what was also mentioned in Viswanath [12]. In case of higher angle deviations, the foil would work as a surface roughness and increase the wall shear stress.

Measurement Techniques

Regarding the evaluation of the sound power in the flow duct, 24 high-precision prepolarized condenser microphones (G.R.A.S. 40 BD 1/4") were flush mounted (measuring the wall pressure fluctuations, but is named sound pressure in this paper) downstream of the TEC. 12 on the outer and 12 on the inner casing. The whole acoustic measurement section was rotated 360 deg in steps of 2 deg in order to obtain the complete sound field. More details concerning this measurement section can be found in Moser et al. [13].

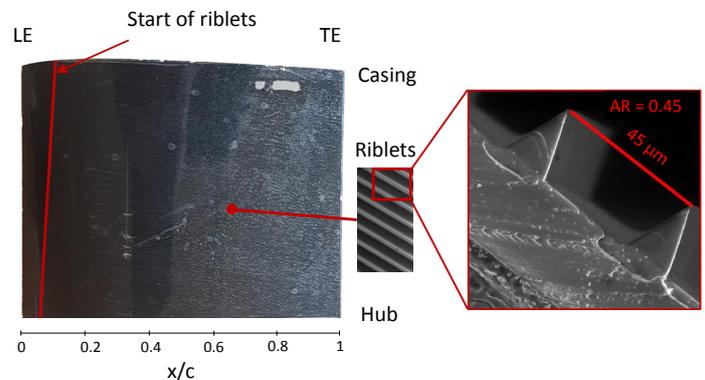


Figure 2: Riblet foil applied on TEGV suction side

In order to evaluate the aerodynamic performance of the flow field up- and downstream of the investigated configurations, steady flow field measurements with a five-hole-probe including a thermocouple have been performed. The measurement planes are marked with C and D on the right side of Figure 1.

Additionally, a trailing edge probe, which is a pitot tube, was used to measure the total pressure distribution in circumferential direction downstream of the vanes at 30% of the channel height. The distance between the vanes trailing edge and the measurement plane was 0.3 mm. This small gap ensured that the wake was not yet fully mixed out before the inlet of the probe. The resolution of the measurement was 0.2 deg between two neighboring points in circumferential direction.

The size of the aerodynamical measurement sectors in each plane was 24°, which corresponds to one TEC pitch.

For visualizing the evolution of the flow on the vane surface as well as within the vane passage, an oilflow visualization was performed. The investigated surfaces were covered with a mixture of motor oil and titanium oxide before the test run. To avoid effects of the run up and shut down, these procedures were done as fast as possible.

Measurement Uncertainties

The measurement system is made up by six multi-channel pressure transducers PSI 9016 with a total amount of 96 channels and an accuracy of 0.05% full scale. Additionally, two National Instruments Field Point FP-TC-120 eight-channel thermocouple input modules and one FP-RTD-122 resistance thermometer input module were used.

Table 2 shows the measurement uncertainties (within a 95% confidence interval) of the five-hole-probe measurements. These values are positive and negative deviations and contain the error due to the approximation, random error and the systematic error of the PSI Modules. The difference between the positive and the negative direction is a result of the multi-parameter approximation. Uncertainties of static and total pressure at rig inlet as well as of the total pressure measurements up- and downstream of the TEC are ± 1 mbar.

Speed variations are below 0.2% of the current operating speed. The measurement uncertainty of the temperature measurement is about ± 0.5 K. The variation of the operating parameters (total pressure and total temperature at rig inlet, pressure ratio, corrected speed) between different measurement days has been below 0.5%.

The used microphones are made according to IEC 61094-4 requirements and are defined as laboratory microphones (type 0 microphones). This extremely accurate type of microphone has a measurement uncertainty of ± 0.4 dB according to ANSI S1.4.

Table 2: Measurement uncertainties of the five-hole probe

Ma	+0.006	-0.003	[/]
α	+0.5	-0.08	[deg]
p_t	+3.3	-3.0	[mbar]
p	+5.3	-5.2	[mbar]

THEORETICAL BACKGROUND

Riblets

Riblets are grooved surface structures which reduce skin friction compared to a smooth surface. Two mechanisms are reported through which the reduction is affected. One is the hampering of the crossflow velocity and vorticity fluctuations as well as the Reynolds shear stress of the turbulent flow, which is resulting in a reduction of the momentum transport.

The second mechanism is a limitation of the surface area which is interacting with streamwise vortices. Although using riblets increases the wetted surface, the spacing between the ribs of riblets can be chosen in a way that the mentioned vortices are only interacting with the rib tips.

This happens when the diameter of the streamwise vortices is larger than the spacing of the riblets. In this case, the region with high skin friction is lower compared to the absence of the ribbed structure. If the spacing is chosen too high, the vortices can enter the riblet valleys due to a downwash motion and increase the area of interaction and hence also the skin friction. (see also [9])

A more detailed description of the mechanisms can be found e.g. in Bechert et al. [14], [7], [9] and [10].

Analysis of the Trailing Edge Wake

Schobeiri and John [15] showed a way to analyse wakes downstream of a body. Figure 3 gives an overview of the parameters which are necessary to calculate specific characteristics of a wake. On the ordinate the streamwise velocity component \bar{U} is depicted and the abscissa shows the coordinate ζ_2 normal to the flow direction. The black line indicates the distribution of these two values downstream of a body, in which the body is located directly upstream of the velocity minimum. The red line indicates a hypothetical potential velocity \bar{U}_p , which is a fitting of the \bar{U} distribution outside of the wake. It is now possible to calculate the width of the wake, which is a length scale to nondimensionalize ζ_2 , as explained in the following equation:

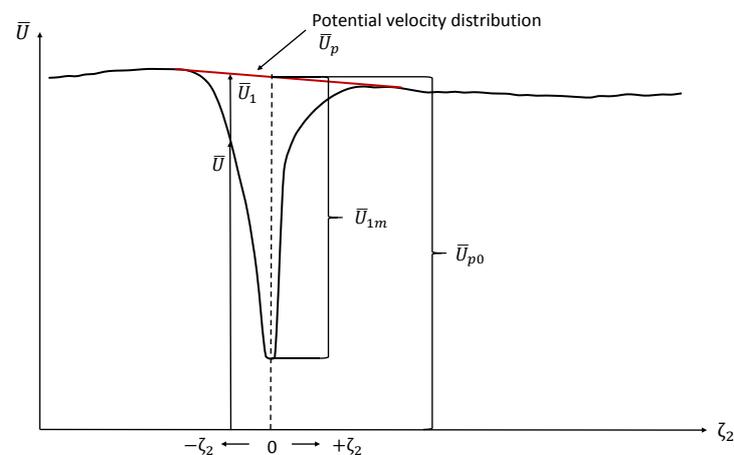


Figure 3: Streamwise components needed to analyze the trailing edge wake

$$b = \frac{1}{\bar{U}_{1m}} \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{U}_1 d\zeta_2 \quad (1)$$

Herein \bar{U}_{1m} is the maximum velocity defect and $\bar{U}_1 = \bar{U}_p - \bar{U}$ is the velocity defect of the component in streamwise direction. Another parameter to characterize a wake is the momentum thickness δ_2 which gives the deficit of the momentum due to the wake. It can be calculated as follows

$$\delta_2 = \frac{1}{\bar{U}_{p0}^2} \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{U}(\bar{U}_p - \bar{U}) d\zeta_2 \quad (2)$$

\bar{U}_{p0} is the velocity defect of the potential velocity distribution at the wake centre. This centre is indicated by the dashed wake centre line in Figure 3.

According to this theory also the energy thickness can be described in the same way using the streamwise components.

$$\delta_3 = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\bar{U}}{\bar{U}_{p0}} \left(\frac{\bar{U}_p}{\bar{U}_{p0}} - \frac{\bar{U}^2}{\bar{U}_{p0}^2} \right) d\zeta_2 \quad (3)$$

Acoustical analysis

Differentiating the equations of continuity and momentum, without any linearization or simplification, lead to the well-known wave equation of Lighthill which can be seen in Equation (4). It is also called Lighthill's acoustic analogy and connects fluid mechanics and acoustics.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (4)$$

wherein ρ' is the density fluctuation, t is time, c is the speed of sound and x_i describes the spatial coordinate with $i = 1, 2, 3$. T_{ij} is called the Lighthill (turbulence stress) tensor and can also be written as follows

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + (p' - c^2 \rho') \delta_{ij} - \tau_{ij} \quad (5)$$

Herein ρ is the density, τ_{ij} is the viscous stress tensor, p' the pressure fluctuation and δ_{ij} is the Kronecker delta which is defined as

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases} \quad (6)$$

It can be seen that the source term on the right side of Equation (4) contains the Reynold stresses $\rho u_i u_j$, which describe the unsteady convection of the flow as well as can be connected with the (turbulent) velocity fluctuations. From this tensor one can see that noise is generated by those stresses and serves now as a connection between turbulence

and noise.

$$\rho u_i u_j = \rho \begin{pmatrix} u^2 & uv & uw \\ uv & v^2 & vw \\ uw & vw & w^2 \end{pmatrix} \quad (7)$$

As the riblets are able to suppress the crossflow, it is assumed that entries in T_{ij} which are connected with this movement are also decreasing.

Acoustic Mode Analysis and Sound Power Level

A decomposition of a variable in time and space was provided by Tyler and Sofrin [16]. The circumferential (azimuthal) mode orders excited by the relevant airfoil interactions can be calculated as follows:

$$m = h \cdot B + k_1 \cdot V_1; k = -\infty, \dots, -1, 0, 1, \dots, +\infty \quad (8)$$

With the vane and blade counts V_1 and B , respectively, the harmonic order h , and the integer index k . Scattering of acoustic modes due to an interaction with an additional vane row can be described with Equation (9), wherein V_2 is again the vane count.

$$m_S = m + k_2 \cdot V_2; k = -\infty, \dots, -1, 0, 1, \dots, +\infty \quad (9)$$

In order to describe the sound generating mechanisms, Tyler and Sofrin wrote the pressure fluctuations at any circumferential position downstream of the compressor stage as a sum of harmonics, represented by a Fourier series. The theoretical model they proposed has been verified by numerous aeroacoustic experimental investigations and it is also valid for turbines (e.g. [13]). The theory of acoustic data analysis used in this work is well described in Enghardt et al. [17] and Enghardt et al. [18]. In cylindrical coordinates and for a single frequency component ω the solution of the wave equation is given by a linear superposition of modal terms as can be seen in Equation (10).

$$p(x, r, \varphi, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} (A_{mn}^{\pm} e^{ik_{mn}^{\pm} x}) f_{mn} e^{im\varphi} e^{-i\omega t} \quad (10)$$

Herein the factors $k_{mn}^{\pm} = \frac{\bar{k}}{1 - Ma_{ax}^2} [-Ma_{ax}^2 \pm \alpha_{mn}]$ are the axial wave number upstream (-) and downstream (+), respectively. $\bar{k} = \frac{\omega}{c} - m \frac{\Omega}{c}$ is a modification of the wave number definition of Morfey [19].

For hard-walled acoustic boundary conditions the modal shape factor is reported in Tapken and Enghardt [20]. They also describe the calculation of complex mode amplitudes A_{mn}^{\pm} as an inverse problem of the Equation (10), which is also applied in this work. The sound power is computed according to Equation (11) ([19]) and involves only cut-on modes of the investigated system.

$$P_{mn}^{\pm} = \frac{\pi R^2 \alpha_{mn} (1 - Ma_{ax}^2)^2}{\rho c (1 \mp \alpha_{mn} Ma_{ax})^2} |A_{mn}^{\pm}|^2 \quad (11)$$

The factor $\alpha_{mn} = \sqrt{1 - (1 - \text{Ma}_{ax}^2) \frac{\sigma_{mn}^2}{(\bar{k}R)^2}}$ contains the definition of the cut-on frequency. If the mode order m is too high the expression under the square root gets negative. This results in an imaginary factor α_{mn} which means that the sound wave can't propagate anymore and is therefore cut-off.

RESULTS AND DISCUSSION

Riblets, or surface roughness in general, cannot reduce tonal noise but can influence the broadband noise (see Skudrzyk and Haddle [21]). For the sake of a better comparison concerning the aeroacoustical change due to riblets applied on the suction surface, an envelope in each frequency spectrum (averaged over all microphones) was drawn concerning the sound pressure level (SPL). The reason was to remove the peaks of the tonal noise and make only the broadband noise "visible". This envelope was obtained by using a spline interpolation over local maxima and verified by also taking a look at the difference of the signals after the fast Fourier transform. Using the same method for all investigated cases gives the same delta between the reference case and the riblet case as the delta is before drawing the envelope. Figure 4 shows an example of how the envelope was drawn (indicated in red). The peaks seen in this figure are due to harmonics of the rotational speed, blade passing frequencies and vibrations. A better description is given in e.g. Zenz et al. [22] and Schönleitner et al. [23]. Operating the test rig with the double rotational speed but having about half the number of vanes compared to an aircraft engine leads to the assumption that the frequency content of the rig and a real engine is almost in the same order of magnitude.

In the figures showing the flow field downstream of the rotor and downstream of the TEC, the set-up with riblets is always on the left side and the reference case always on the right side. Red colour stands for a high value of the investigated flow parameter and blue for a low one.

In figures showing a direct comparison between the reference set-up and the design with the riblets applied, the reference is always shown in black and the riblets in red lines and dots.

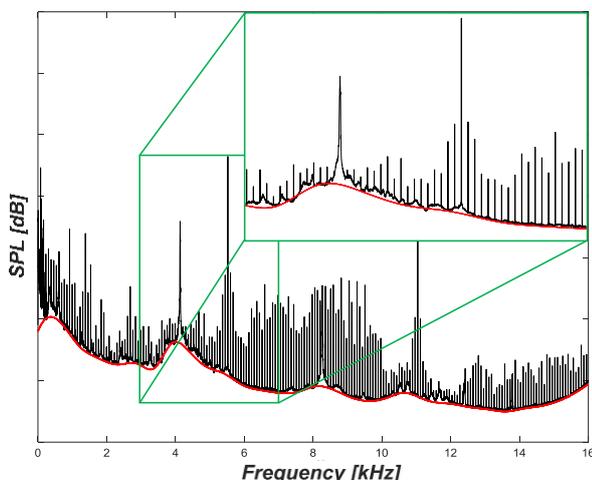


Figure 4: Example of an envelope

Design Point

Aeroacoustic Results

Figure 5 shows the acoustical comparison of the frequency spectra envelopes at the design point with vertical red and black uncertainty bars at 9.64kHz (frequency of interest one; FoI 1) and 12kHz (frequency of interest two; FoI 2).

These two frequencies have been chosen here because of an additional analysis in an upcoming section. The 1st and 2nd BPF are indicated by black dashed lines. Starting at a frequency of about 8 kHz, an almost constant offset of about 1 dB between the two cases is visible with a maximum difference of 1.7 dB at 12 kHz.

Taking the measurement uncertainty into account, one can say that there is an impact of the respective surface in the different cases. The limits of the maximum difference when including the uncertainty at 12 kHz are 0.9 and 2.5 dB. Concerning the frequency range of constant offset, the difference is either negligible (0.2 dB) or with 1.8 dB a relevant reduction.

The obtained reduction can be explained when looking at Equation (4), which shows that turbulent boundary layer noise is amongst others generated by the Reynolds stresses. It should again be mentioned, that also the drag is reduced with a reduction of the Reynolds stresses. In [21] it is stated that a decrease of drag is correspondent to a reduction of the high-frequency flow noise.

Modifying Equation (4) leads to a different version of the Lighthill equation, as can be seen as follows

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \Delta \rho' = \rho_0 \left[\text{div}(\bar{\omega} \times \vec{v}) + \Delta \left(\frac{1}{2} \vec{v} \right) \right] \quad (12)$$

Herein, the term $(\bar{\omega} \times \vec{v})$ is decisive concerning the production of noise. $\bar{\omega}$ describes the rotation of a velocity field and \vec{v} is the velocity of a moving vortex. Riblets hamper the velocity fluctuations in crossflow direction, hence also the movement of vortices in this direction is reduced. It is assumed, that this reduction can be also a possible reason for the decrease of the SPL using the riblets set-up.

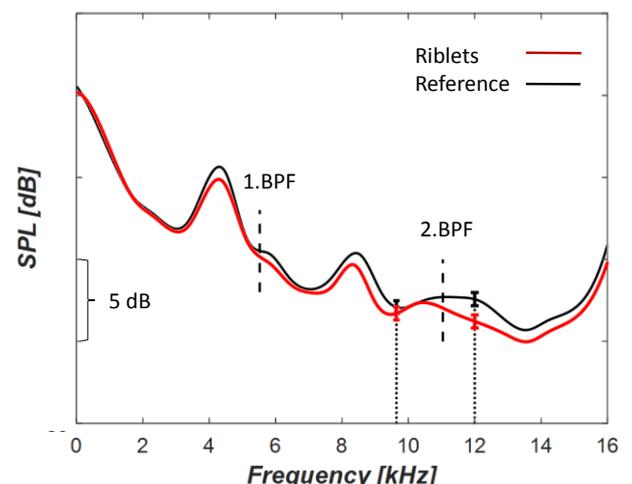


Figure 5: Envelopes of frequency spectra - Design point

Aerodynamic Results

Figure 6 and Figure 7 show the Mach number and yaw angle in the measurement plane C downstream of the rotor. ω is indicating the rotational direction of the LPT rotor. Wakes of the upstream located stator are drawn in white dashed lines with the pressure side (PS) on the right and the suction side (SS) on the left side of the line. At a channel height of about 90%, the tip leakage vortex of the rotor can be identified due to the low values of the Mach number (marked with A) and the high values of the yaw angle. Closer to the outer casing, and marked with B, the high Mach number values indicate the jet caused by the tip gap. The area at the inner casing (marked with C) is dominated by secondary flows.

In Figure 8, the radial distributions of the total pressure normalized by the inlet total pressure (plane 0 in Figure 1), the Mach number and the yaw angle are visible for the rotor exit flow. One can see a very good agreement between the two measurement set-ups, which means that the operating point was the same for both configurations. According to these distributions, no upstream effect of the change in surface structure could be measured.

In Figure 9 and Figure 10 the Mach number and yaw angle downstream of the TEGVs are depicted. Two vortices can be clearly identified. A big one on the upper casing, which is the upper passage vortex (UPV), and a small one on the inner casing, which is assumed to be the lower passage vortex (LPV). The wake of the TEGV, which is skewed due to the mentioned vortices, is indicated with the dashed line, having the pressure side of the vane on the right and the suction side on the left side.

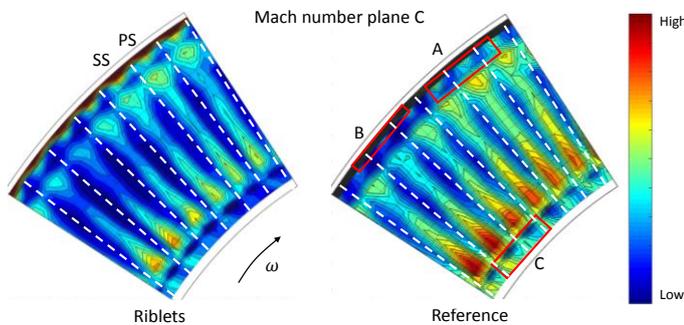


Figure 6: Mach number - Rotor exit flow - Design point

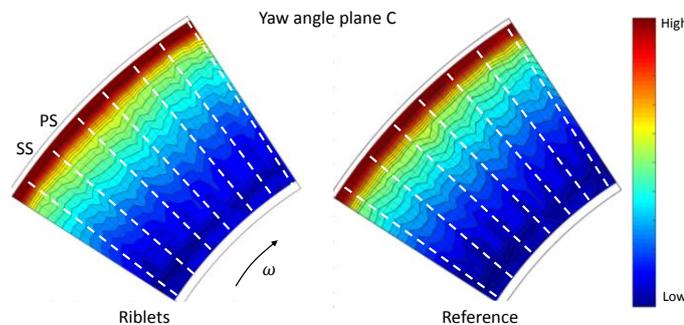


Figure 7: Yaw angle - Rotor exit flow - Design point

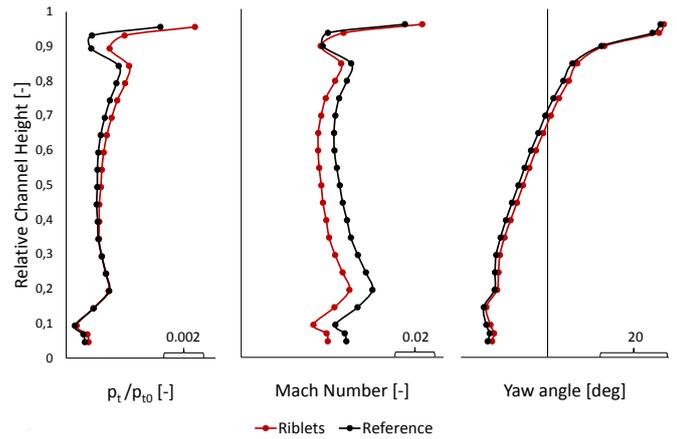


Figure 8: Radial distribution of flow parameters - Rotor exit - Design point

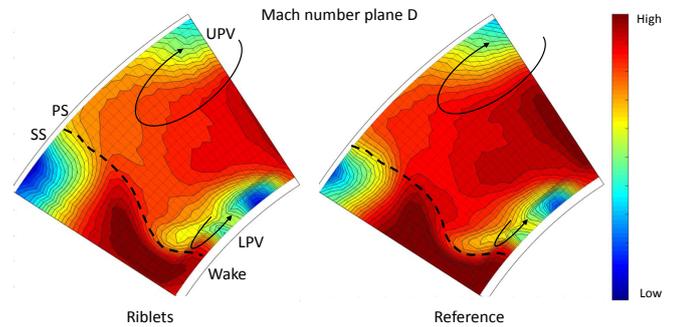


Figure 9: Mach number - TEGV exit flow - Design point

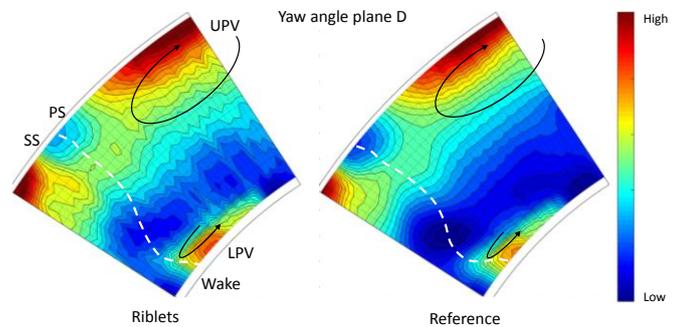


Figure 10: Yaw angle - TEGV exit flow - Design point

It is assumed, that the small red spot in the yaw angle at the outer casing of the suction side belongs to the UPV. This spot is a little bit wider in the riblet set-up, which means that the UPV is bigger in circumferential direction compared to the reference configuration.

Figure 11 shows the radial distribution of the total pressure normalized by the total pressure of the inlet, the Mach number and the yaw angle in measurement plane D over the relative channel height. The total pressure distribution is almost the same for both set-ups with only very small deviations in the regions of the inner and outer casing as well as between 25 and 50% of the channel height. The difference in the midspan region can be explained by a shift of the mass from the inner and outer casing, where the total pressure gets lower,

towards midspan. An explanation could be a redistribution of the flow due to the bigger UPV.

Knowing that this vane row is diffusing, the lower Mach number in the case of the riblets indicates a better performance of the TEC. The yaw angle distribution for the riblet design is shifted to more positive values in the region between 20 and 80% of the channel height. On the very tip and hub, both distributions have a similar shape. When looking at the oilflow visualization in Figure 12, it can be seen that in the case of the reference set-up, a separation is located exactly in the mentioned region (marked with the black frame). Comparing with the riblets set-up on the left side of Figure 12, this separation is not visible anymore. The flow direction is indicated by the black arrow in both pictures. Concerning the riblet case, the depicted vane was only covered partially with the oil and not fully like in the example of the reference case. The reason for only covering the TE was to check if it is a run up phenomena or not.

Figure 13 shows the normalized total pressure distribution of the wake measurements for the design point, with the vanes pressure side on the right side of the minimum pressure and the suction side on the left side. The pressure in every measurement point of each set-up was normalized to its own averaged value. One can see a small shift in the position of the minimum value of about 0.4 deg. This deviation is within the measurement uncertainty of the used probe. According to the Equations (1), (2), and (3), the width of the wake as well as the momentum thickness and the energy thickness can be calculated. The results are shown in Table 3.

One can see that the wake width is 42% smaller in the case of the riblets compared to the reference. There is also a decrease in the wake momentum thickness of about 11%, and in the energy thickness of almost 15%. A reduction in the momentum thickness means that the momentum deficit due to the wake is reduced. Bacher and Smith [24] indicated that the total surface drag over a surface can be directly related to the change of the momentum thickness over the same surface.

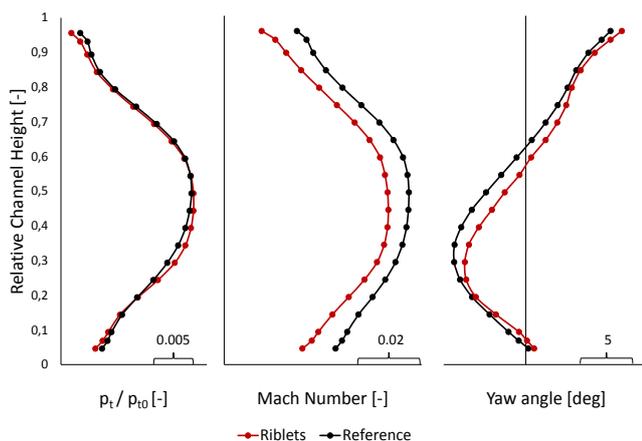


Figure 11: Radial distribution of flow parameters - TEGV exit - Design point

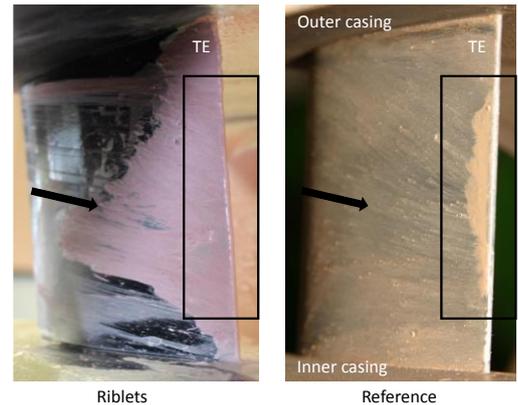


Figure 12: Oilflow visualization on the suction side - Design point

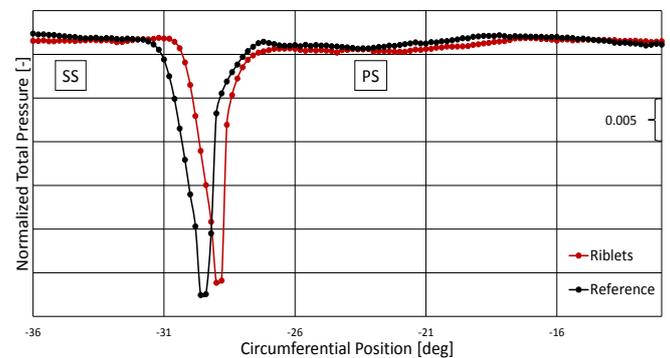


Figure 13: Trailing edge measurements results - Design point

Table 3: Wake measurement results - Design point

	Wake width [m]	Momentum thickness [m]	Energy thickness [m]
Riblets	0.00273	0.00097	0.00229
Reference	0.00471	0.00109	0.00268
Change [%]	-42.1	-11.1	-14.7

Off-design Point

Aeroacoustic Results

Concerning the acoustical comparison between the two cases at the off-design point, no big changes can be reported. Figure 14 shows this comparison with vertical red and black uncertainty bars at 9.64 and 12kHz. The 1st and 2nd BPF are indicated by black dashed lines. The two envelopes in Figure 14 are almost identical over the whole frequency range, besides the area between 9 and about 10 kHz. Here the riblets show a maximum 1.1 dB higher SPL value compared to the reference case. Because this is only a small frequency range in which the SPL is higher, it leads to the assumption that this guiding structure is not improving but also not worsening the acoustical performance concerning the first blade passing frequency of this off-design point.

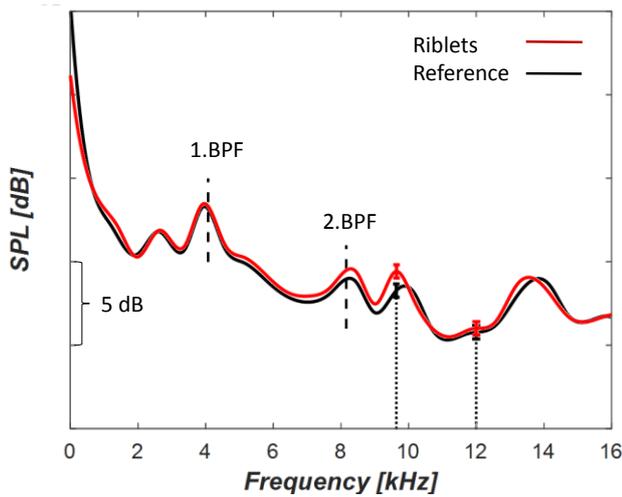


Figure 14: Envelopes of frequency spectra - Off-design point

Aerodynamic Results

Contour plots of Mach number and yaw angle for the rotor exit flow are shown in Figure 15 and Figure 16. Wakes of the upstream located LPT stator are depicted in black and white dashed lines respectively.

Figure 17 shows the radial distribution of flow parameters for the rotor exit. Again, the very good agreement of the distributions confirms that the operating point was the same for both set-ups, and also no upstream effect concerning this operating point.

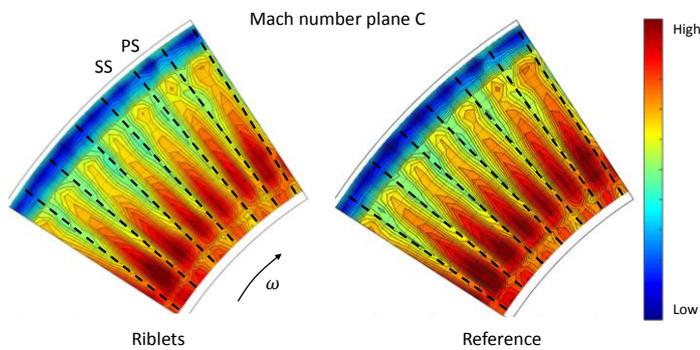


Figure 15: Mach number - Rotor exit - Off-design point

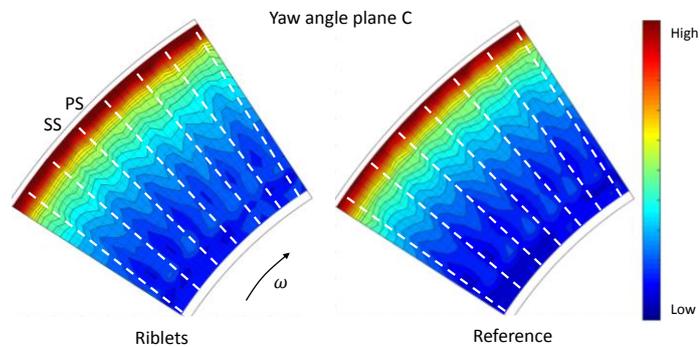


Figure 16: Yaw angle - Rotor exit flow - Off-design point

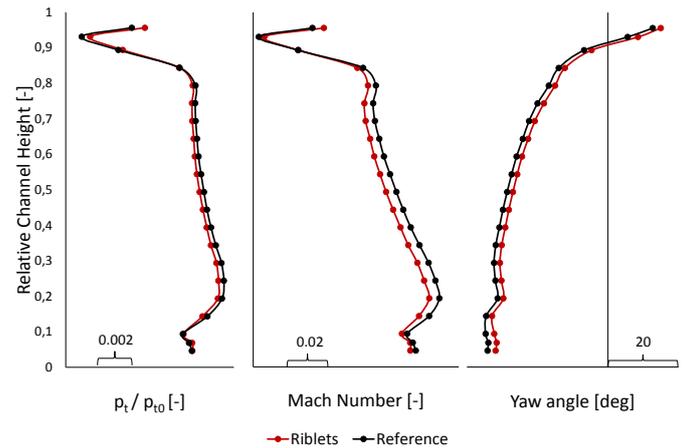


Figure 17: Radial distribution of flow parameters - Rotor exit - Off-design point

Figure 18 and Figure 19 depict the flow parameters Mach number and yaw angle for the outlet flow of the TEGVs. In the yaw angle plot it can be seen, that the UPV is a little bit wider in circumferential direction for the riblet set-up compared to the reference.

In Figure 20, the radial distributions of the already known flow parameters are shown for the measurements in plane D during the off-design point investigations. The normalized total pressure distributions are congruent except the region from 60% relative channel height until the outer casing.

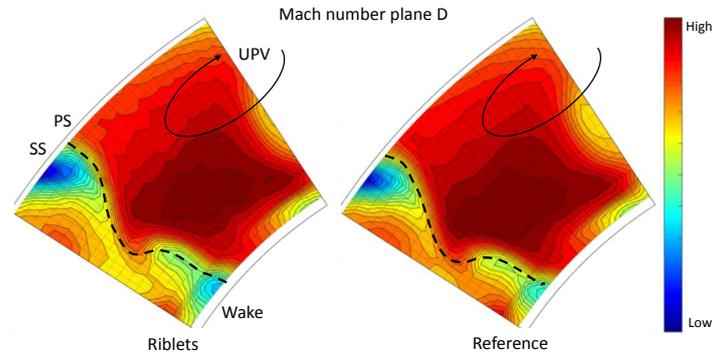


Figure 18: Mach number - TEGV exit flow - Off-design point

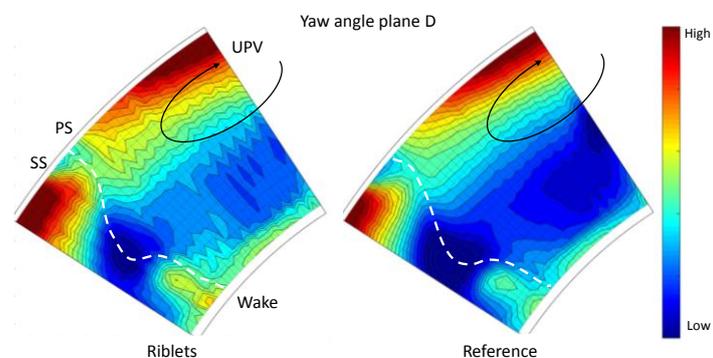


Figure 19: Yaw angle - TEGV exit flow - Off-design point

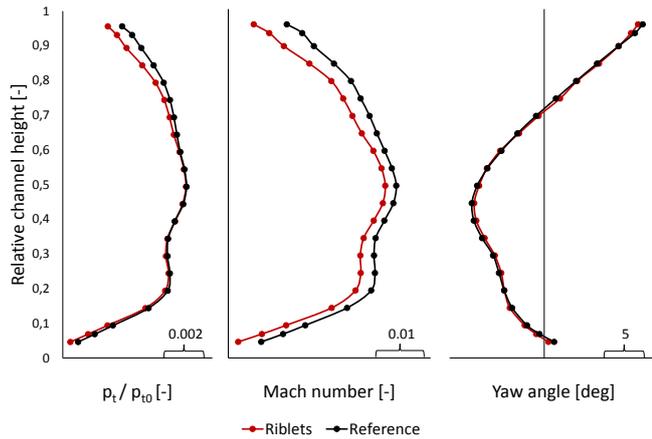


Figure 20: Radial distribution of flow parameters - TEGV exit - Off-design point

Also the configuration with riblets on the suction surface in an off-design point shows a lower Mach number distribution. Therefore, it is assumed that the TEC is again working better than in the reference case. In the distribution of the yaw angle it is visible, that there is no change over the whole channel height. It can be assumed now, that the riblets are not working in this investigated off-design point but also don't worsen the aerodynamical performance of the vane row when comparing it with the reference case. At this point it should be stated, that there can be no prediction of the aerodynamical behavior using riblets in any other off-design point.

Figure 21 shows the normalized total pressure distribution of the trailing edge wake measurements for the off-design point. The pressure in every measurement point of each set-up was normalized to its own averaged value. It is visible, that the two distributions are very similar besides the small shift of about 0.6 deg. At this operating point, also both minima have the same level. Table 4 shows the values for the wake width, the momentum thickness, and the energy thickness of this off-design point. The wake width is almost 17% higher in the case of the riblet configuration. There is also an increase in the momentum thickness of 13.5 %. Only the energy thickness is slightly reduced by 2.7 % for the riblet configuration compared to the reference.

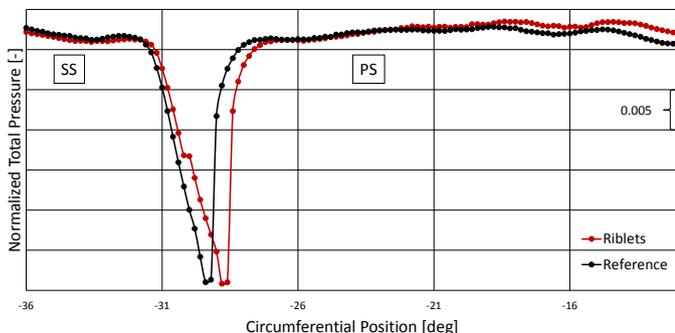


Figure 21: Trailing edge results - Off-design point

Table 4: Wake measurement results - Off-design point

	Wake width [m]	Momentum thickness [m]	Energy thickness [m]
Riblets	0.00416	0.00156	0.00146
Reference	0.00356	0.00138	0.00150
Change [%]	+16.8	+13.5	-2.7

A short Comparison of the Operating Points
Acoustics

Figure 22 shows a direct comparison of both set-ups for each operating point of an acoustical point of view. Depicted is the modal sound power level (PWL) in flow direction, which was calculated as seen in Equation (11), for the first blade passing frequency (1st BPF) for each operating point. It is visible that the off-design point has an overall higher PWL compared with the design point. In both cases, the riblet set-up has a slightly lower PWL than the reference. The design point shows a reduction for the BPF of 1 dB and the off-design point of 0.3 dB. Concerning the off-design point, the reduction can be neglected because it is inside the measurement uncertainty.

Figure 23 depicts the modal PWL at 12 kHz (FoI 2). This frequency shows the highest deviation between the envelopes in Figure 5. It can be seen that the same is valid for the PWL, with a reduction of 2 dB, concerning the design point. The off-design point shows an increase of 1.2 dB at this frequency using riblets.

Another frequency of interest is shown in Figure 24, as Figure 14 depicts the highest deviation of the envelopes concerning the off-design point at 9640 Hz (FoI 1). In Figure 24 one can see the modal PWL at this frequency, which is 1.8 dB higher at the off-design point and 2.2 dB lower at the design point using riblets.

Besides the 1st BPF at the off-design point all other investigated frequencies show a deviation between the reference case and the riblet case which is higher than the measurement uncertainty. This leads to the assumption that this difference is caused by the different surface structures. At this point it should be mentioned again that the design-point is the noise certification point approach. That means a noise reduction at this operating point is of great interest because of the high impact onto the surrounding environment of an airport.

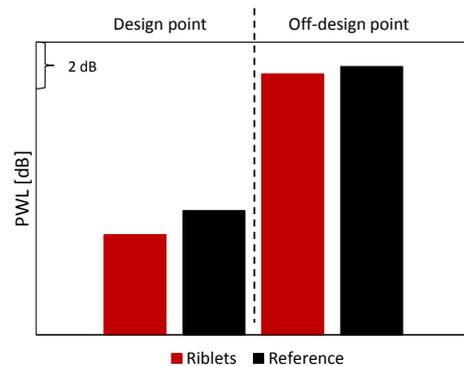


Figure 22: Comparison of the sound power level - Design and off-design point – 1st BPF

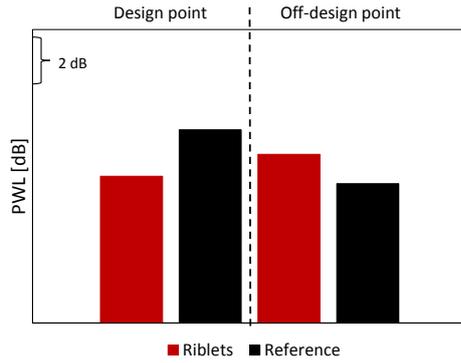


Figure 23: Comparison of the sound power level - Design and off-design point – FoI 2

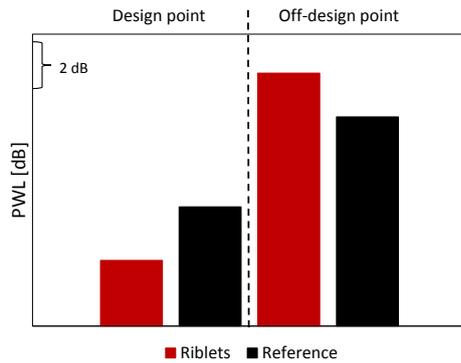


Figure 24: Comparison of the sound power level - Design and off-design point – FoI 1

Aerodynamics

Using the data obtained by the trailing edge wake measurements, a shape factor could be calculated like shown in Equation (13).

$$H = \frac{\delta_1}{\delta_2} \tag{13}$$

Herein, δ_1 is the displacement thickness and δ_2 the momentum thickness. This shape factor was determined separately for the pressure as well as for the suction side of an investigated vane. The results are depicted in Table 5. According to Schlichting [25] a laminar boundary layer is existing with a value of 2.59 and a turbulent one with a value in the range of about 1.3-1.4. If the shape factor is higher than 4, a separation occurs. The results show a separation on the suction side in case of the reference set-up at the design point which is changed to an almost turbulent boundary layer in the riblets configuration. This can also be seen in the radial distribution of the yaw angle in Figure 11 as well as in the oilflow visualization in Figure 12. Looking at the pressure side one can identify a change in the other direction. There is now a separation in case of the riblets, which was not observed in the reference set-up. This can also be seen in Figure 25, in which the black frame indicates the area of the vanes trailing edge. There is no big change in the results of the off-design point comparing both set-ups.

Table 5: Shape factor H

	Shape factor			
	Design point		Off-design point	
	Suction side	Pressure side	Suction side	Pressure side
Riblets	1.7	5.2	2.5	3.9
Reference	4.9	3.8	2.6	3.6

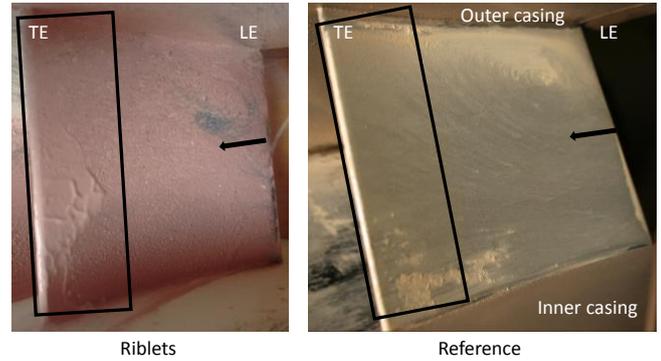


Figure 25: Oilflow visualization on the pressure side - Design point

Thanks to aerodynamic measurements up- and downstream of the TEC, a rough estimation of the pressure loss coefficient could be performed according to Equation (14). The total pressure has been mass averaged.

$$\zeta = \frac{\bar{p}_{t,C} - \bar{p}_{t,D}}{\bar{p}_{t,C} - p_{ex}} \tag{14}$$

Table 6 shows the change ($\Delta\zeta = \frac{\zeta_{reference} - \zeta_{riblets}}{\zeta_{reference}} \cdot 100$) of the pressure loss coefficient normalized to the measurement plane C upstream of the TEC. In the first row the change between the measurement planes C and D is shown. The second row gives the values obtained from calculating between plane C (mass averaged values) and the plane concerning the trailing edge measurements at 30 % of the channel height (averaged values).

When looking at the change from C to D, an increase of the pressure loss coefficient is visible in case of the design point, whereas for the off-design point, a better overall aerodynamical performance was achieved. It has to be mentioned that here the whole flow channel is taken into account and averaged for the calculations (3D losses). From Figure 18 and Figure 19 it is already known that there are some changes in the regions of the inner and outer casing which also influence the pressure loss coefficient. The UPV is increasing in case of the riblets used at the design point. This leads to higher mixing losses as described by Denton [26].

Table 6: Change of the pressure loss coefficient

	Design point	Off-design point
Change C-D	-13.5 %	5.7 %
Change C-TE	30.7 %	-5.0 %

Comparing the two designs from plane C to the plane of the TE measurements, at which position the riblets are perfectly aligned with the surface streamlines, one can see an almost 31 % better pressure loss coefficient concerning the design point. Although there is now a separation on the pressure side, it is assumed that the cancelation of the separation on the suction side has a higher influence onto the pressure loss coefficient. It is assumed that the change from C-TE is very strongly affected by the different values of the wake width. As already seen in Table 3 and Table 4, this width is increasing at the off-design point and decreasing at the design point. This result can also be seen in the change of the pressure loss coefficient from C-TE. In this case it is one line in circumferential direction was measured and therefore no 3D losses are included but 2D losses.

CONCLUSIONS

Investigations of riblet structures applied on the suction surface of turbine exit guide vanes in a 1 ½ stage low pressure turbine have been performed. Two different operating points concerning the riblet lay out design, a design point and an off-design point, have been examined. The obtained data of the riblets set-up have been compared with a reference case, using vanes with a smooth foil on the suction side.

Acoustic investigations showed a slight improvement concerning the sound power level for the design point and no change in the off-design point using the grooved structure compared to the reference case. The broadband noise generated by turbulent boundary layer was reduced in a wide range in the design point set-up using riblets. Also including the uncertainties of the used measurement equipment lead to a visible difference in the acoustical results. The fact that this is the noise certification point approach makes this result even more relevant because this is the operating point of an aero engine which should be as less noisy as possible.

Wake measurements 0.3 mm downstream of the TEGVs trailing edge showed a smaller wake thickness as well as a smaller wake momentum thickness using riblets in the design point. The off-design point had an increase for both of the two parameters. Additional aerodynamical investigations upstream and downstream of the TEGVs using a five-hole probe have been performed. When looking at the whole channel it is shown, that the aerodynamical losses increase downstream of the TEGVs using riblets in the design point, and decrease in the case of the off-design point. This can be explained by a bigger separation on the vanes pressure side using riblets on the suction side in the design point and the increasing secondary flows. A possible improvement would be riblets with different directions to have the right angle concerning the local surface streamlines over the whole vane.

As a conclusion it can be said, that although there is a highly unsteady flow inside a 1 ½ stage LPT, the acoustic change, including measurement uncertainties, using riblets at the design point is still visible. The acoustical result is not worse in the investigated off-design point regarding the 1st BPF. Concerning two additionally investigated frequencies it is shown that the higher the decrease of the PWL gets at the design point, the higher is the increase of the PWL at the off-design point.

Due to the fact that the used test rig is a scaled version of a real aero engine and therefore with similar flow parameters, the authors assume that riblets would also work in the same amount of changes in an engine. In an aero engine the riblet size will change according to the Reynolds number as well as the boundary layer thickness. For an optimal use, the riblets size should be varied along the span and a high temperature material has to be used in a real aero engine.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to thank Dr.techn. H.P. Pirker and Dr.techn. E. Göttlich for operating the compressor station and the great support and discussions during all experimental investigations.

Further, the EU project VITAL (AIP4-CT-2004-012271) is acknowledged in which the TEC has been designed, manufactured and operated.

This work has been carried out in the framework of the national funded TAKE-OFF program within the research project hallstaTt (contract no. 850444) regarding sound power reductions of low pressure turbine by means of modifications on the turbine exit guide vanes at Graz University of Technology at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics. The authors therefore thank the Austrian Research Promotion Agency (FFG) and the Austrian Ministry for Transport Innovation and Technology (bmvit) for funding this project.

REFERENCES

- [1] M. Lighthill, "On sound generated aerodynamically II. Turbulence as a source of sound," *Proceedings of the Royal Society of London A Vol. 222*, pp. 1-32, 1953.
- [2] M. Lighthill, "On sound generation aerodynamically I. General theory," *Proceedings of the Royal Society of London A Vol 211*, pp. 564-587, 1951.
- [3] C. Fang, T. Yan-Ping and C. Mao-Zhang, "An Experimental Investigation of Loss Reduction with Riblets on Cascade Blade Surfaces and Isolated Airfoils," *Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Brussels, Belgium*, 1990.
- [4] S. Nagao and F. Breugelmanns, "Investigations of Riblets in a CDB, DCA and 65-S Compressor Cascade," *Proceedings of International Gas Turbines Congress, Kobe, Japan*, November 1999.
- [5] C. Lietmeyer, K. Ohlert and J. R. Seume, "Optimal Application of Riblets on Compressor Blades and Their Contamination Behavior," *Journal of Turbomachinery Vol. 135(1)*, January 2013.
- [6] M. Boese and L. Fottner, "Effects of Riblets on the Loss Behavior of a Highly Loaded

- Compressor Cascade," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, June 3-6 2002.
- [7] D. Bechert, M. Bruse, W. Hage, J. Van der Hoeven and G. Hoppe, "Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry," *J. Fluid Mech. Vol. 338*, pp. 59-87, 1997.
- [8] J. Debisschop and F. Nieuwstadt, "Turbulent Boundary Layer in an Adverse Pressure Gradient: Effectiveness of Riblets," *AIAA Journal Vol. 34(5)*, pp. 932-937, 1996.
- [9] H. Choi, P. Moin and J. Kim, "Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets," *Journal of Fluid Mechanics Vol. 225*, pp. 503-539, 1993.
- [10] P. Luchini, F. Manzo and A. Pozzi, "Resistance of a grooved surface to parallel flow and cross-flow," *Journal of Fluid Mechanics Vol. 228*, pp. 87-109, 1991.
- [11] M. Moser, G. Kahl, G. Kulhanek and F. Heitmeir, "Construction of a Subsonic Test Turbine Facility for Experimental Investigations of Sound Generation and Propagation for Low Pressure Turbines," Beijing, China, 2007.
- [12] P. Vishwanath, "Riblets on Airfoils and Wings: A Review," *30th AIAA Fluid Dynamics Conference*, Norfolk, VA, 1999.
- [13] M. Moser, U. Tapken, L. Enghardt and L. Neuhaus, "An Investigation of Low Pressure Turbine Blade-Vane Interaction Noise: Measurements in a 1.5-Stage Rig," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 223, no. 6, pp. 687-695, 2009.
- [14] D. Bechert, M. Bruse, W. Hage and R. Meyer, "Biological Surfaces and their Technological Application - Laboratory and Flight Experiments on Drag Reduction and Separation Control," *AIAA 28th Fluid Dynamics Conference*, 1997.
- [15] M. T. Schobeiri and J. John, "A Study of the Development of Steady and Periodic Unsteady Turbulent Wake Through Curved Channels at Positive, Zero, and Negative Streamwise Pressure Gradients, Part I," *NASA Contractor Report 198448*, 1996.
- [16] J. Tyler and T. Sofrin, "Axial Flow Compressor Noise Studies," *SAE Transactions*, vol. 70, pp. 309-332, 1962.
- [17] L. Enghardt, U. Tapken, W. Neise, F. Kennepohl and K. Heinig, "Turbine Blade/Vane Interaction Noise: Acoustic Mode Analysis Using In-Duct Sensor Arrays," *7th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*, pp. 1-8, 28-30 May 2001.
- [18] L. Enghardt, U. Tapken, O. Kornow and F. Kennepohl, "Acoustic Mode Decomposition of Compressor Noise Under Consideration of Radial Flow Profiles," *11th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference*, pp. 1-13, 2005.
- [19] C. Morfey, "Sound Transmission and Generation in Ducts with Flow," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 14, no. 1, pp. 37-55, 1971.
- [20] U. Tapken and L. Enghardt, "Optimization of Sensor Arrays for Radial Mode Analysis in Flow Ducts," *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, pp. 1-20, 2006.
- [21] E. Skudrzyk and G. Haddle, "Noise Production in a Turbulent Boundary Layer by Smooth and Rough Surfaces," *The Journal of the Acoustic Society of America*, Vol.32, pp. 19-34, 1960.
- [22] M. Zenz, F. Schönleitner, L. Simonassi, S. Bauinger, D. Broszat, F. Heitmeir and A. Marn, "Experimental Determination of the Effectiveness of Sound Absorbing Turbine Exit Casing-Part II: Test Rig Investigation," *Proceeding of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*, pp. 1-12, 3-7 April 2017.
- [23] F. Schönleitner, T. Selic, L. Traussnig, F. Heitmeir and A. Marn, "Experimental Blade Vibration Measurements on Rotating Turbomachinery," *20th Blade Mechanics Seminar*, 2015.
- [24] E. Bacher and C. Smith, "A Combined Visualization-Anemometry Study of the Turbulent Drag Reducing Mechanisms of Triangular Micro-Groove Surface Modifications," *AIAA Shear Flow Control Conference*, 1985.
- [25] H. Schlichting and K. Gersten, "Grenzschicht Theorie, 9. Auflage," 1997.
- [26] J. Denton, "Loss Mechanisms in Turbomachines," *Journal of Turbomachinery Vol. 115*, pp. 621-656, October 1993.

AERODYNAMICAL AND AEROELASTIC INVESTIGATIONS OF A RIBLET DESIGN APPLIED ON THE SURFACE OF TURBINE EXIT GUIDE VANES OF A LOW PRESSURE TURBINE

M. Zenz¹, A. Hafizovic¹, L. Simonassi¹, P. Leitl², R. Benauer², F. Heitmeir¹ and A. Marn¹

¹ Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics, Graz University of Technology, Graz, Austria

² Bionic Surface Technologies GmbH, Graz, Austria

ABSTRACT

The present work gives a closer insight into the aerodynamic parameters obtained for turbine exit guide vanes (TEGV) of a low pressure turbine (LPT) with riblets applied on their suction side. Experimental data was obtained by using an aerodynamic five-hole-probe including a thermocouple as well as a trailing edge probe. Additionally, a comparison between the flow fields of the experimental data and the numerical results, obtained by performing a steady state Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) simulation, was done. The investigated flow fields are located up- and downstream of the TEGV's and show a good overall agreement.

Additionally, aeroelastic investigations show an influence of the changed surface structure onto the vibrations of the upstream located rotor blades. For a visual examination of the flow field, oil flow visualizations are performed and compared with results obtained by CFD simulations.

KEYWORDS

RIBLETS, LOW PRESSURE TURBINE, AERODYNAMICS, AEROELASTICS, TURBINE EXIT GUIDE VANES, CFD

NOMENCLATURE

Abbreviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
LE	Leading Edge
LPT	Low Pressure Turbine
LPV	Lower Passage Vortex
MRF	Moving Reference Frame
PS	Pressure Side
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SS	Suction Side
STTF-AAAI	Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Aeroacoustic and Aeroelastic Investigations
TE	Trailing Edge
TEC	Turbine Exit Casing
TEGV	Turbine Exit Guide Vane
TLV	Tip Leakage Vortex
UPV	Upper Passage Vortex

Symbols

Ma	Mach Number
p	Pressure

Subscript

t	Total
---	-------

Greek

α	Yaw Angle
ω	Angular Velocity

INTRODUCTION

Many investigations have been performed in the past and are still ongoing to increase the efficiency of aircraft engines. One part of the overall engine is the low pressure turbine. A possible way to rise the effectiveness of such components is to decrease the aerodynamical losses. These losses include amongst others also skin friction on the vanes and blades.

A lot of investigations have been performed concerning different surface structures in combination with blade cascades as well as with guiding structures on the surface of flow channels. One of the examined structures are so called riblets, which are grooved microstructures. Using these riblets has shown, that a reduction of skin friction in turbulent flow is possible. Numerous studies about those ribbed structures have been done in the last decades. Investigations concerning the optimum position of the riblets, the range of Reynolds numbers as well as Mach numbers and angles of attack. The best position of the riblets on a vane or blade is not uniform according to different sources in literature. Fang et al. (1990) investigated a compressor cascade with the riblets on the pressure side of the blades, gaining 10% loss reduction. Nagao and Breugelmans (1999) on the other side indicated that riblets increase skin friction when applied on the pressure side of compressor blades. The reason they mentioned is that the Görtler instability increases. They examined a variation of different Reynolds numbers as well as different angles of attack. Lietmeyer et al. (2013) showed an investigation on compressor blades with riblets aligned with the dominating wall shear stress. The outcome was a profile loss reduction of 4% with riblets placed on the suction side. Boese and Fottner (2002) showed the overall loss behavior of highly loaded blades in a compressor cascade. They could achieve a reduction of the pressure loss coefficient of 8% using riblets again on the suction side. Another important parameter influencing the drag reduction is the pressure gradient. Bechert et al (1997) made investigations with zero pressure gradient and Debisschop and Nieuwstadt (1996) with adverse pressure gradient. With the zero pressure gradient a reduction of the friction drag of about 10% was achieved. In the work of Debisschop and Nieuwstadt (1996), they could even show an increased reduction by almost a double compared to the zero pressure gradient measurement.

Miao et al. (2015) presented riblets applied on a turbine blade endwall in a low-speed cascade test section and showed a way to control the endwall secondary flow. The performed CFD calculations were supported by the experimental data and showed that the passage vortex loss core is moved towards the endwall by using riblets.

In literature one can find numerous studies with a clean inflow but none with unsteady effects. It is assumed, that not having a clean inflow leads to a lower value concerning the skin friction reduction compared to a clean one. Viswanath (1999) showed in his work that starting from a certain deviation of the streamline angle compared to the riblets direction, the structure acts like an additional roughness. This deviation is very likely in an unsteady flow field. Therefore, the present work deals now with the use of riblets in a LPT, in which the flow is highly unsteady due to the interaction of vanes and blades as well as due to secondary flow structures.

Therefore, the main goal of this work is to validate a design process for riblets which is also patent. This is done by using a steady numerical simulation to quantify the riblets effect, without the

need to model them, instead of using a more time consuming unsteady simulation. The numerical results are then compared with aerodynamical results, obtained by experiments in a subsonic test turbine facility. Both cases include the ribbed structure on guiding vanes located downstream of a LPT rotor. This comparison shows, that it is possible to design riblets and make a sufficient analysis of them using a less time consuming steady CFD simulation, compared to an unsteady simulation.

RIBLETS EFFECT

Riblets are grooved surface structures which reduce skin friction compared to a smooth surface. One mechanism concerning the skin friction reduction effect is a difference in the virtual origin of the longitudinal flow and the crossflow. This virtual origins, which are indicated by the red dots in Figure , are valid under viscous flow conditions and describe an elevation of the velocity profile origin. In this height, the ribbed surface appears as a smooth surface with its origin depending on the type of flow (longitudinal or crossflow) over the riblets. Looking at Figure it can be seen, that the virtual origin of the crossflow is closer to the rib tip than in the case of a longitudinal flow. Shear stresses of the crossflow increase because of this smaller distance. With this higher crossflow resistance compared to the longitudinal direction, the fluid is moving more in the latter one. This leads to a reduction of the crossflow fluctuations, which is resulting in a lower momentum transfer, i.e. it is reducing the vertical motion. The reduction of this motion is then in the end decreasing the shear stresses and skin friction.

A second mechanism for reducing skin friction is a limitation of the surface area which is interacting with streamwise vortices. Although increasing the wetted surface by using riblets, the spacing between the riblets can be chosen in a way that the mentioned vortices are only interacting with the rib tips. This happens if the size of the vortices is bigger than the distance between two riblet tips. In this case the skin friction is lower compared to the absence of the ribbed surface structure (see also Choi et al. (1993)).

The optimum skin friction reduction can be achieved if the riblets are aligned with the freestream direction. A more detailed description of the mechanism can be found e.g. in Bechert et al. (1997).

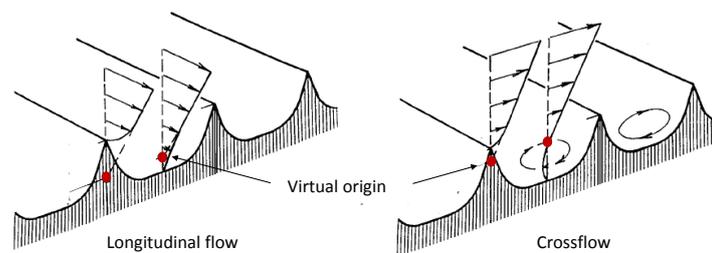


Figure 1: Viscous longitudinal and crossflow on a ribbed surface - Bechert et al. (1997)

EXPERIMENTAL FACILITY

The Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics at Graz University of Technology operates a 3MW compressor station in order to supply a couple of test facilities continuously with pressurized air. The maximum mass flow rate is 15 kg/s at a stage inlet temperature of 100°C. This inlet temperature can be adjusted by coolers within a wide range. The pressurized air enters the facility, which is shown in Figure 2, through a spiral inlet casing where the flow turns from radial into axial direction. In order to provide well defined and uniform inflow conditions a de-swirler together with a perforated plate is located upstream of the stage inlet. Downstream of this perforated plate, inlet guide vanes can be found which should simulate additional wakes of other upstream low pressure turbine stages. The LPT stage itself contains of an unshrouded rotor with a flat rotor tip. The air leaves the rig through an acoustic measurement section, supporting struts, exhaust casing, and the exhaust stack to ambient. A detailed description of the subsonic test turbine facility for aerodynamic, aeroacoustic, and aeroelastic investigations (STTF-AAAI) is given in Moser et al. (2007).

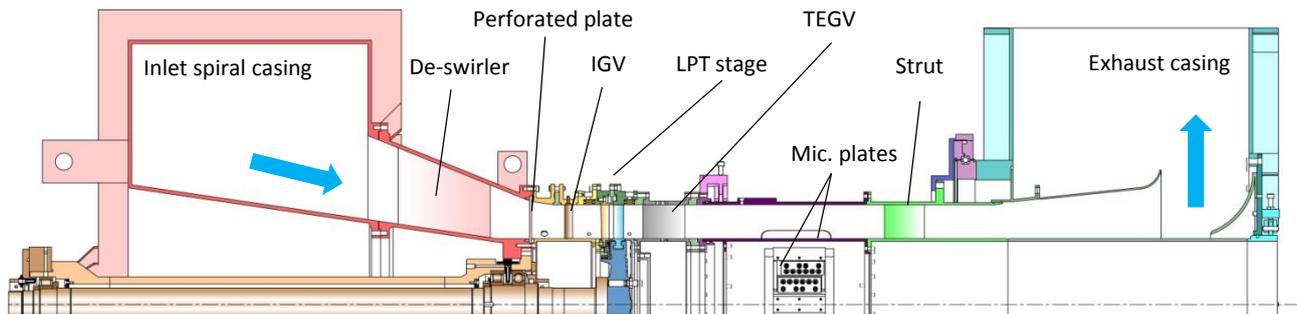


Figure 2: Experimental facility STTF-AAAI

Operating Point

Table 1 shows geometrical details of the investigated LPT stage as well as the conditions for the selected operating point. The Reynolds number of the vanes is defined by using the midspan conditions of the rotor exit as well as the axial chord of the vanes.

Turbine Exit Guide Vanes

The TEGV's have already been tested successfully during other projects but without any foil on their surfaces. For the study in this work they were equipped with riblets on the suction side. Results of those vanes with riblets are shown and compared with CFD calculations which were performed before the experimental tests. With these simulations, the designing of the later used riblet foil for the theoretical conditions in the LPT stage was done.

Table 1: Operating conditions and geometrical details

Operating Conditions		Geometry details	
TEGV Reynolds number	~340000	Number of blades/vanes	
Stage pressure ratio	1.16	IGV/Stator/Rotor/TEGV	83/96/72/15
Corrected speed	4042 rpm		
Corrected mass flow rate	6.94 kg/s	Tip gap to blade height ratio	1.0%
Stage total inlet temperature	100 °C	Hub to tip radius ratio	~2/3

Figure 3 shows a vane with the riblet surface on the suction side, which can be identified due to the shimmer of the surface. In the area between the leading edge (LE) and the red line in Figure 3 as well as on the TEGV's pressure side, a smooth foil was applied. The reason to start with the riblets a little bit downstream of the LE is that the turbulent flow starts in the area which is indicated by the mentioned red line. Also Lietmeyer et al. (2013) stated in his work, that the profile losses are significantly higher with riblets starting already from the leading edge. To avoid the flow hitting a forward facing step between the riblet foil and the vane surface, the smooth foil was also used in a small part of the suction side.

Additionally, the orientation of the riblets is shown in the small picture in Figure 3. with the tips in grey and the valleys in black. Surface streamlines (from CFD prediction) can be seen in Figure 4. In addition, it shows the ideal riblet size according to a proprietary algorithm described in the EU patent no. EP 2261117 A2. It can be seen that for an optimal use, the riblets size should be varied along the span. In general, riblets have to be located inside the buffer layer. If their tips reach into the turbulent layer they act like an additional surface roughness. The ideal riblet tip distance has to be determined experimentally and can then be converted with dimensionless sizes and other fluid and flow conditions. With a tip distance of 45 μm or 90 μm , two different sizes of riblet structures were available concerning the test runs in the STTF-AAAI. The selected geometry of the chosen riblets is a trapezoid type with 45 μm tip distance and a height to tip distance ratio of 0.45. These dimensions

are uniform over the whole span. According to the CFD result, the angle of the streamlines is about 10 deg at the vane surface. Therefore, the realized angle of the riblets at the overall suction side was equally to that. A variation of ± 10 deg is in the toleration of the riblets, what was also mentioned in Viswanath (1999). In case of higher angle deviations, the foil would work as a surface roughness and increase the wall shear stress.

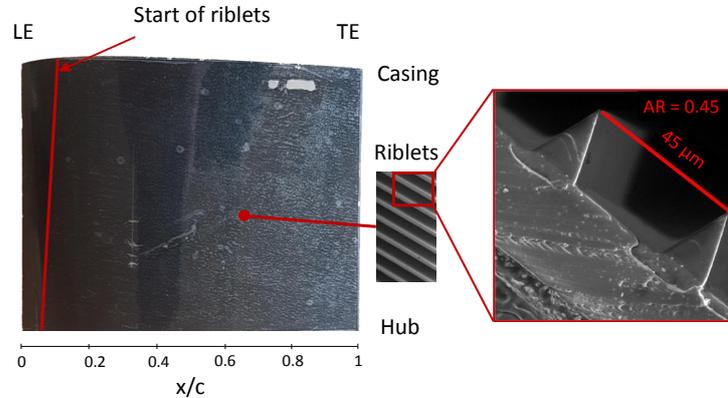


Figure 3: TEGV with riblets on the suction side

Measurement Techniques

In order to determine the aerodynamic flow field up- and downstream of the investigated configuration, steady flow field measurements using a five-hole-probe as well as a trailing edge probe have been performed over a TEGV pitch.

The used trailing edge probe was a simple pitot pipe for measuring the total pressure downstream of the vanes, with a probe head diameter of 80% related to the trailing edge thickness. The distance between the trailing edge of the vanes and the measurement plane was 0.3mm. This small gap ensured that the wake was not yet fully mixed out before the inlet of the probe. The resolution of the measurement was 0.2 deg, or 0.83% of a TEGV pitch, between two following points, what results in 120 measurement points in circumferential direction.

Steady measurements, using a five-hole-probe (probe head diameter of 2.5mm or 250% of the trailing edge thickness) from the Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery, RWTH Aachen University, have been performed in a plane downstream of the rotor and in a plane downstream of the TEC, which are marked with C and D in Figure 5a. The spatial resolution was 0.312% of a vane pitch in circumferential direction. One radial height consisted of 21 measurement points. Table 2 shows the radial measurement grid of the five-hole-probe in percent of the channel height.

Table 2: Radial measurement grid for the 5-hole-probe in % of the channel height

4.125	6.375	8.875	13.875	18.875	23.875	28.875
33.875	38.875	43.875	48.875	53.875	58.875	63.875
68.875	73.875	78.875	83.875	88.875	92.625	95.125

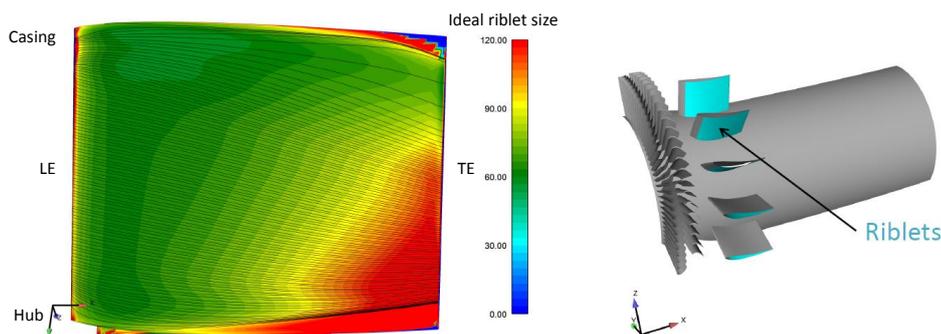


Figure 4: Ideal riblet size (left) and applied regions of the vanes (right)

The size of the measurement sectors in each plane was 24 deg, what corresponds to one TEC pitch. The sectors are shown in Figure 5b, with examples of a measured flow field. On the left side of Figure 5b a measurement in plane C (downstream of the rotor) is shown with a sketch of the stator located upstream of the plane. On the right side, a measurement in plane D (downstream of the TEC) is shown. Both pictures are aft looking forward to the inlet of the test rig. Plane C is located in a distance of 60% related to the rotor blade chord length downstream of the rotor trailing edge and Plane D is located 108% related to the TEGV chord length downstream of the TEGV trailing edge.

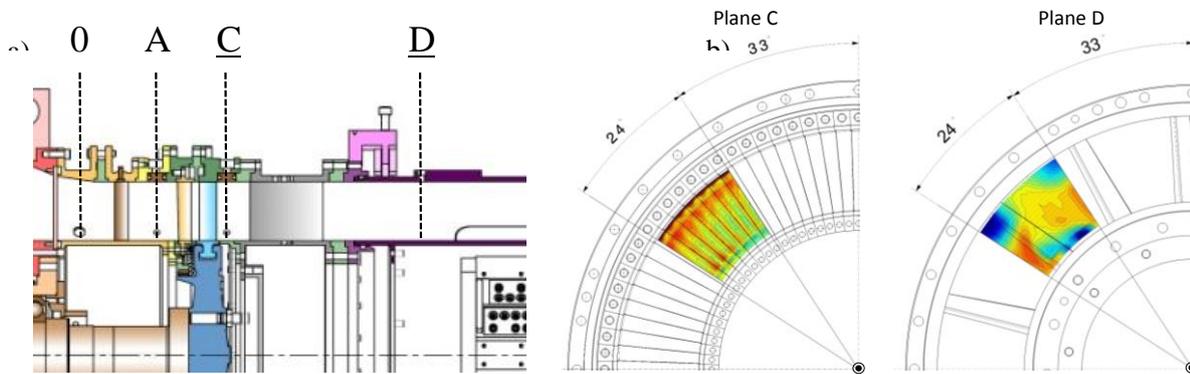


Figure 5: Measurement planes (a) and measurement sectors (b)

To see the possible influence of a different surface onto an upstream located LPT rotor, blade vibrations measurements have been performed by means of strain gauges located on different rotor blades. More details concerning the positioning of the strain gauges and the exact measurement procedure can be found in Simonassi et al. (2018).

Measurement Uncertainty

The measurement system is made up by eleven multi-channel pressure transducers PSI 9016 with a total amount of 176 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 3 shows the measurement uncertainties (within a 95% confidence interval) of the five-hole-probe measurements. These values are positive and negative deviations and contain the error due to the approximation, random error and the systematic error of the PSI Modules. The difference between the positive and the negative direction is a result of the multi-parameter approximation.

The sensor signal amplifier of the telemetry system has a zero drift of 0.02%/°C and an accuracy of linearity of 0.1%. The strain gauge resistance is $350\Omega \pm 0.3\%$ with a gauge factor of $\pm 1.0\%$, a transverse sensitivity of 0.0% and a temperature coefficient of gauge factor of $101 \pm 10 [10^{-6}/K]$. The temperature on the blade surface was measured by applied high precision fine wire thermocouples of type K, in order to take temperature compensations into account.

The variation of speed is below 0.2% of the current operating speed. The measurement uncertainty of the temperature measurement is about $\pm 0.5K$.

Table 3: Measurement uncertainties of the five-hole-probe

Ma	+0.006	-0.003	[/]
α	+0.5	-0.08	[deg]
p_t	+3.3	-3.0	[mbar]
p	+5.3	-5.2	[mbar]

NUMERICAL SET-UP

A steady-state Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) simulation was performed during the numerical investigations by using the commercial solver ANSYS® Fluent® v15.0. As turbulence model, the $k-\omega$ SST model was chosen with a turbulence intensity of 6% and a correlated hydraulic diameter of 0.39m. The used solver was pressure based. In order to take the rotation of the LPT rotor into account, this component was defined as a rotating zone using MRF (Multiple-Reference-Frame). Using this MRF approach led to a solution for the moving cells concerning the moving reference frame equations. Steady zones were simply solved by using the stationary forms of the equations. This approach is equal to a frozen rotor formulation which means that the result is a steady-state simulation for one position of the rotor zone.

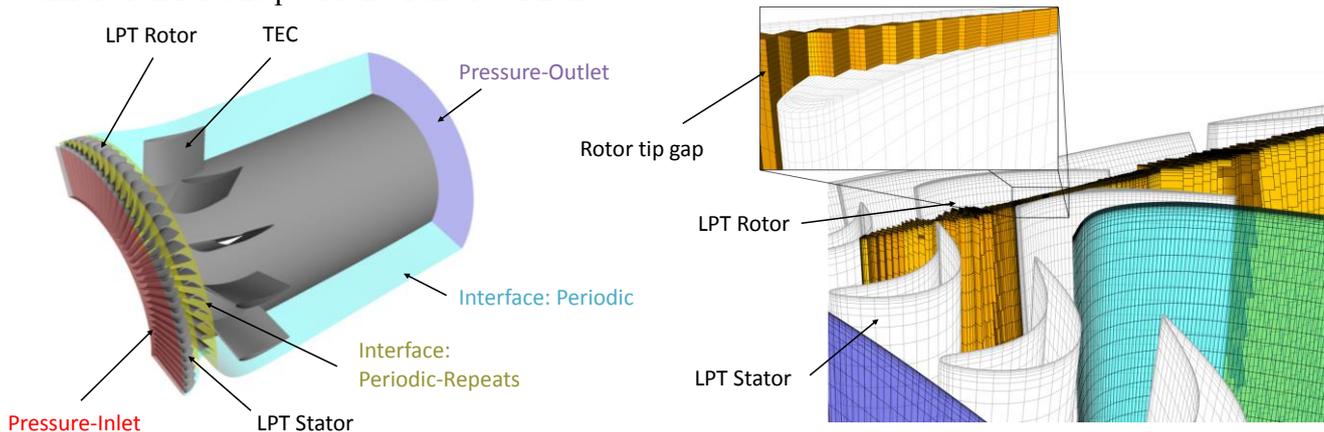


Figure 6: Simulation domain (left) and mesh detail between blade tip and outer casing (right)

For the simulation, only a part of the whole test rig was defined as the domain, starting right upstream of the LPT stator (in a distance of 10% of the stator chord length) and ending downstream (in a distance of 424% of the TEGV chord length) the microphone plates (see Figure 2), containing the LPT stage and the TEC (see Figure 6 left). With that chosen numerical domain, the obtained results could be observed with the right accuracy. To realize periodic boundary conditions as well as to minimize the mesh size and computational time, the inlet guide vanes upstream of the LPT stage were not taken into account in the simulation. Full periodicity was achieved by selecting a 120 deg sector of the full flow channel. The numerical mesh was generated with ANSYS® ICEM® and consisted of block-structured cells with three cell zones and a total amount of around 16.1 million cells and 16.7 million nodes. The number of cells and nodes were verified by a mesh sensitivity study. Table 4 shows the number of cells and nodes for each zone.

Table 4: Number of cells and nodes

	Number of cells	Number of nodes
Stator	2.414.720	2.554.496
Rotor	7.685.928	8.002.048
TEGV	6.003.800	6.173.888
Total	16.104.448	16.730.432

Figure 6 shows on the right side the 0.5 mm gap between the blade tip and the channel outer casing which has been resolved with 9 cells. At each wall of the domain, the near wall y^+ values were smaller than 5. The boundary layers were modelled fully turbulent. Experimental data was used as inlet (total pressure and temperature, yaw and pitch angle) and outlet (static pressure) conditions. As a fluid, air was defined according to the ideal gas law. The dynamic viscosity was calculated according to Sutherland's Law, which implies a temperature-dependency.

According to the mentioned patent the riblets have not to be modelled in a CFD simulation what would require a much finer mesh. The effect of the riblets can simply be correlated from a smooth

surface. This leads to the same aerodynamical behaviour but without an additional modelling of the grooved micro structure.

RESULTS AND DISCUSSION

As already mentioned in the section before, the CFD calculation was performed with a MRF approach. Therefore, the contour plots shown in the following section can't be compared directly but are stated for a first information about the flow field. The direct comparison of the comparable circumferential averaged results is shown later in this work. All plots in this section concerning the flow fields downstream of the rotor as well as downstream of the TEC show three different aerodynamical parameters. The total pressure on the left side, the Mach number in the middle and the yaw angle on the right side. All three pictures are aft looking forward. The used colourmap is the same for the numerical as well as for the experimental results where blue stands for a low value of the examined flow parameter and red for a high one.

Numerical Results

Rotor Exit Flow

In Figure 7 the results of the CFD simulation in plane C are shown and are presented in the rotor frame. Because of calculating the system with a MRF, one can see the wakes, indicated with black dashed lines, of the rotor blades and not of the stator vanes like in the case of the experimental results (steady vane frame) (see Figure 10). The pressure side (PS) is on the left side of the wake and the suction side (SS) on the right side. Clearly visible is the tip leakage vortex (TLV) due to the rotor tip, indicated by the lower values of total pressure and Mach number at around 90% of the channel height. From the very hub up to around 15% channel height, secondary flow effects can be observed. ω indicates the rotational direction of the LPT rotor.

TEGV Exit Flow

Figure 8 shows the simulated flow field of the TEGV exit wherein three vortices can be identified. A smaller one (A) on the outer casing, rotating in counter clockwise direction, on the suction side of the TEGV, a big vortex (B), rotating in clockwise direction, on the pressure side and another small one (C) on the inner casing. Figure 9 depicts the origins of the two vortices located on the outer casing according to the CFD simulation. Inflow as well as outflow direction of the TEC are indicated by white arrows and the TEGVs are coloured in grey. Red colour stands for a negative direction of rotation and blue for a positive one. The smaller vortex, which is again marked with (A), is caused by a separation on the suction side and the bigger one, which is marked with (B), results from a separation on the pressure side. Separation (B) is additionally shifted in the direction of the neighbouring vanes suction side due to the pressure gradient between the two vanes. The latter one can also be identified in picture (3) of Figure 14, which shows an oilflow visualization of the TEGV pressure side. The vortex at the hub, marked with (C), is assumed to be the lower passage vortex (LPV).

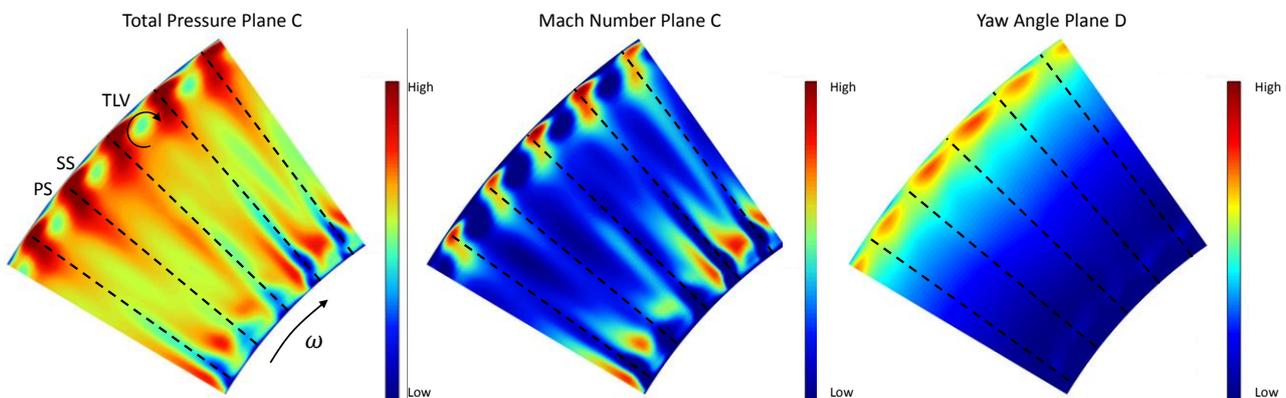


Figure 7: Flow field – Rotor exit – Simulation

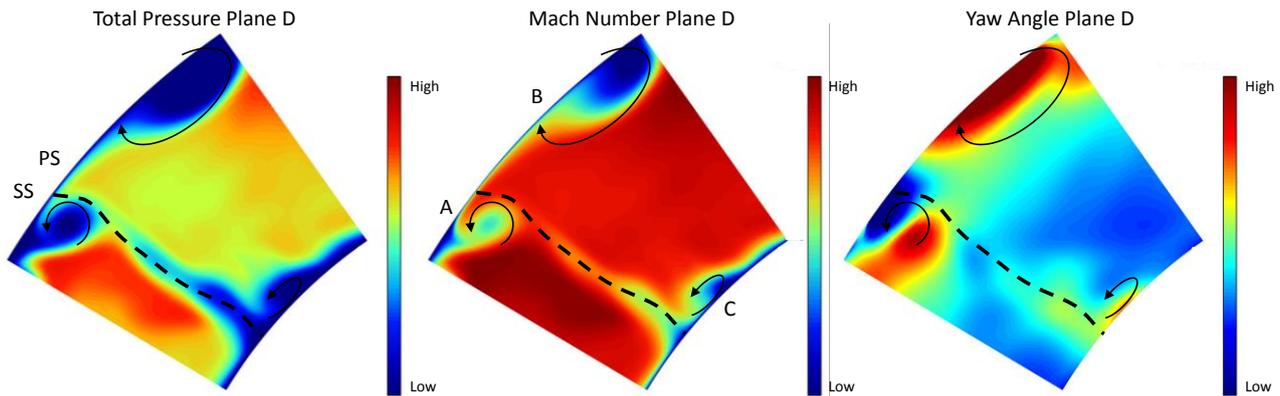


Figure 8: Flow field – TEC exit – Simulation

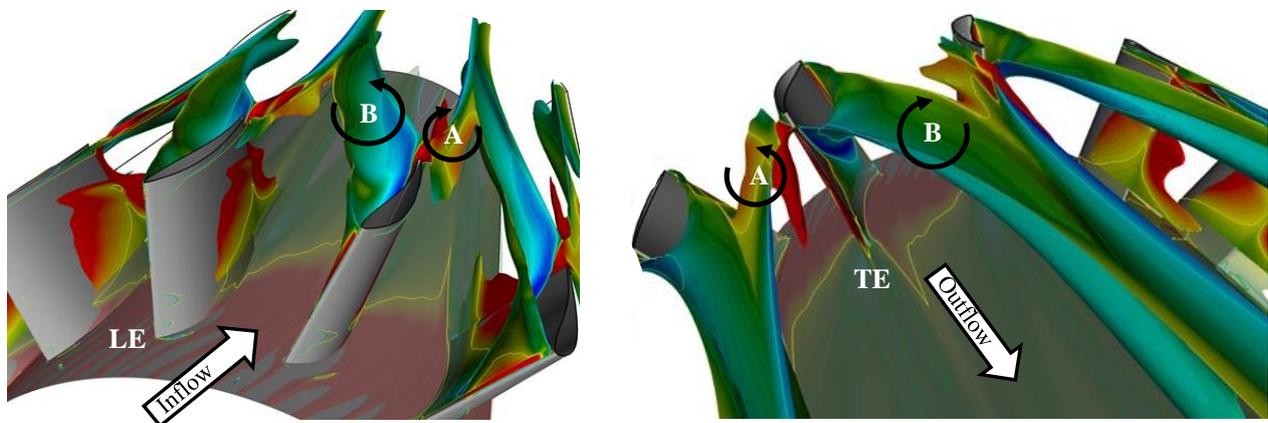


Figure 9: Origin of vortices at the casing in plane D

Experimental Results

Rotor Exit Flow

Figure 10 shows the rotor exit flow, which is equivalent to the inlet flow of the TEC. ω is again indicating the rotational direction of the rotor. The dashed black lines show the wakes of the upstream of the rotor located stator vanes. Radial structures are due to upstream located static vanes (LPT stator) and the moving rotor whereas circumferential patterns are due to the stator. As already seen in the numerical results, the lower values of total pressure and Mach number as well as the high values of the yaw angle in the region close to the outer casing indicate the tip leakage vortex of the rotor (marked with A). High values of Mach number and total pressure at the very casing indicate a jet caused by the rotor tip gap (marked with B). This tip gap and the resulting tip leakage vortex is causing the already mentioned separation on the pressure side of the downstream located TEGV (marked with (B) in Figure 9). The reason is that the TEGV is operating at positive incidence in the region close to the tip as was already seen by Selic (2015).

The region between hub and about 15% of the channel height (marked with C) is dominated by secondary flows which result from the upstream located stator, the rotor itself and from the interaction of these two vane rows.

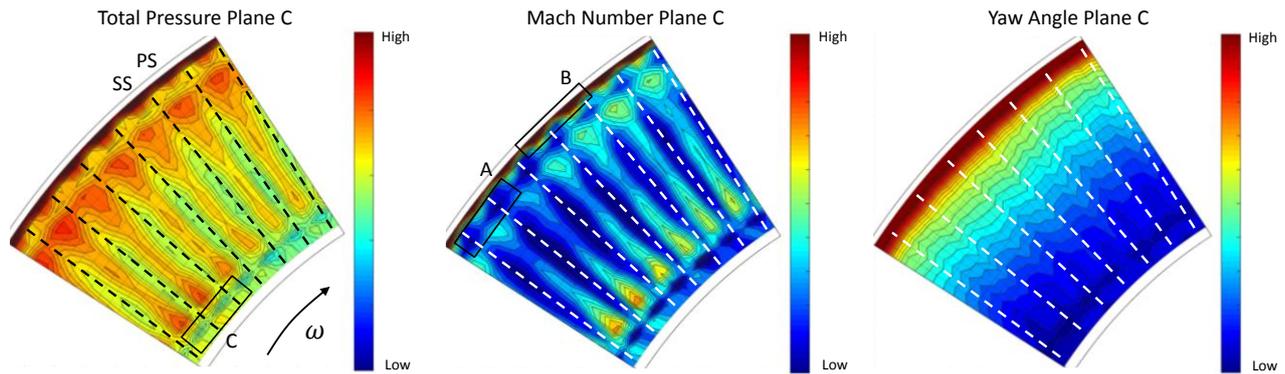


Figure 10: Flow field - Rotor exit – Measurement

TEGV Exit Flow

Figure 11 shows the exit flow of the TEGV. The black dashed line indicates the wake of a vane with the pressure side on the right and the suction side on the left side of the line. Two vortices can be clearly identified in this measurement. The upper passage vortex (UPV) on the casing and the lower passage vortex (LPV) on the hub. One can see that the wake of the vane is skewed due to these vortices. The UPV in the measurement extends over a wider area on the casing compared to the simulation. Also the smaller red spot at the outer casing in the yaw angle is assumed to be a part of the UPV.

Comparison

As already mentioned above, the flow fields of the simulation and the experiments can't be compared directly. Therefore, an averaging in circumferential direction of the measurement field had to be done. Figure 12 shows the radial distribution of the massaveraged total pressure, Mach number and yaw angle for both measurement planes. The simulation is drawn with a dashed line and the experiment with the continuous line including the radial measurement points shown by black marks. A limitation of the results obtained by the simulation was done intentionally, to compare only the part of the flow field which could also be measured.

In the rotor exit field (plane C), the results are of good agreement although there is a small offset over the whole radial height for each parameter. The biggest deviations are at hub and casing, where the vortices are located. When comparing the yaw angle distribution in plane C, it can be seen that the simulation predicts a smaller value due to the tip leakage than the experiment showed. In this region, the over and underturning in the experiment is higher than in the simulation. Looking at the Mach number distributions, it can be seen that a loss core of the experiment is located at 90% relative channel height and therefore a little bit lower compared to the position at 95% in the simulation.

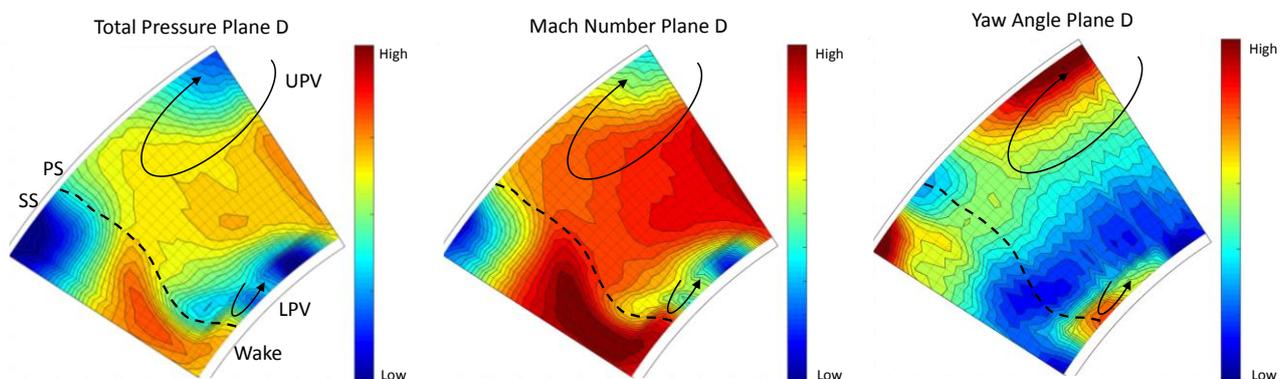


Figure 11: Flow field - TEC exit - Measurement

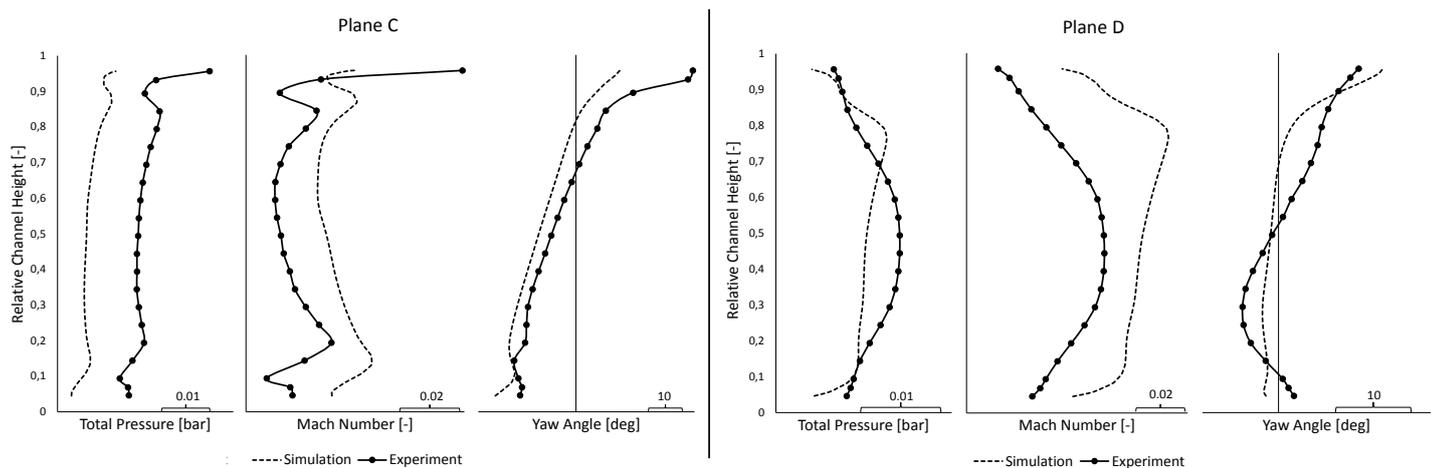


Figure 12: Radial distribution of aerodynamical parameters; Plane C (left) and Plane D (right)

By comparing the distributions in plane D, one can see a difference in the shape between the simulation and the experiment but in overall the results agree very well. In the experiment, the flow in this measurement plane is already mixed out more compared to the simulation, which leads to the deviations in the regions of the inner and outer casing. In the yaw angle distribution at around 90% of the relative channel height, it can be seen that the over and underturning is higher in the simulation compared to the experiment.

By comparing Figure 8 and Figure 11 one can see the same difference in the size of the UPV and LPV respectively. In the region between 10 and 70% of the channel height, which is dominated by the 2d-interaction between the rotor and the TEGV, the simulated flow field doesn't fully match the measurement but is within a range of good agreement.

The offset in total pressure between the experimental and numerical result is 0.94% for plane C and 0.13% for plane D based on the total inlet pressure.

Trailing Edge Results

Figure 13 shows the results of the trailing edge measurement and simulation normalized by their mean values. On the ordinate the total pressure is shown and on the abscissa the circumferential position can be seen. The position is from 0 to -24 deg because the measurement was taken in counter clockwise direction of the rotational direction of the rotor. This is also the reason why a negative sign was chosen. The measurement positions are again indicated by the black marks. One can clearly see the drop in total pressure which indicates the position of a wake. The pressure side of the vane is indicated by PS on the right side of the wake and the suction side is on the left side indicated by SS. There is a slight shift concerning the location of the minimum in total pressure of about 0.5 deg between the simulation and the experiment. That means a very good agreement between both results concerning the circumferential position. The whole distribution of the simulation is shifted to slightly smaller values of total pressure, what can be explained by the dependency onto ambient conditions of the experiment. Because the test rig is an open loop machine, there is a difference in the absolute values during an experiment. Concerning the setting of the operating point, relative values (m_{corr} , n_{corr} , stage pressure ratio) are adjusted. This leads to an aerodynamic identical operating point.

The wake width, calculated according to the work of Schobeiri and John (1996), is in the case of the simulation 0.0029 m and in the case of the experiment 0.0026 m. Looking at the associated momentum thickness of the wake, the values are 0.00104 m for the experiment and 0.00109 m for the simulation.

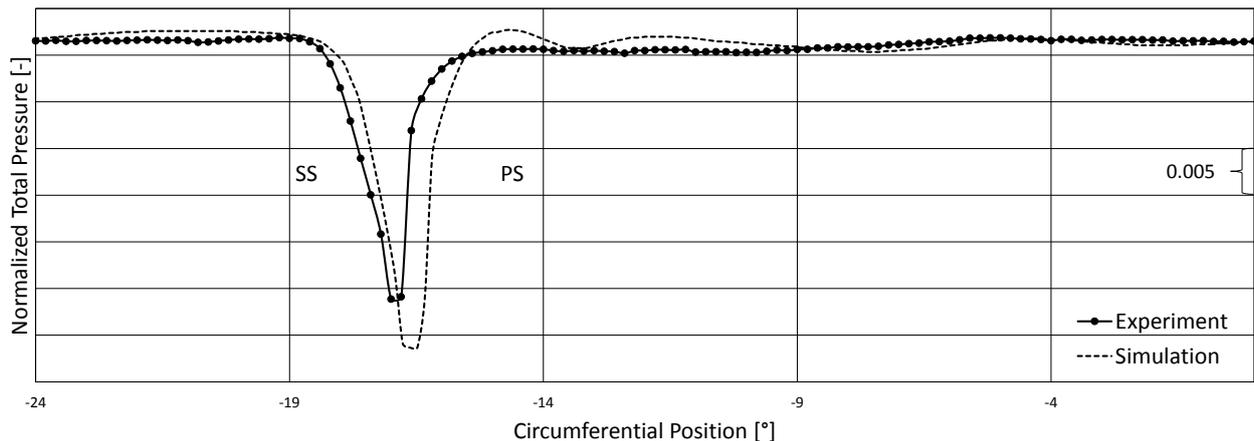


Figure 13: Total pressure distribution downstream of the trailing edge

Oilflow visualization

Figure 14 shows four results (for a qualitative visualization) of two different oilflow visualization test runs. Pictures (1), (2) and (3) represent vanes with riblets and (4) shows a case of the same vanes but without riblets. The red line marked with (A) in picture (1) and (2) indicates again the start of the riblets on the surface of the vane.

In the case of (1), (3) and (4), the whole vane was covered with oil while in picture (2) only some spots on the LE of one vane were marked. The difference between the two outer pictures (1) and (4) is the viscosity of the oil. For (1) a different viscosity was chosen to see if the riblets are also influencing the boundary layer further away from the vane surface.

When comparing the images (1) and (2) one can clearly see that the riblets are only influencing the lower boundary layer. In (2) the oil is perfectly following the direction of the riblets over the biggest part of the suction side (indicated by the orange lines and marked with (B)) whereas in (1) these streamlines are not visible. This can be seen by comparing pictures (2) and (4) where the viscosity is identical. In (4) the streamlines, marked with (C), are skewed in direction of the TE due to secondary flow effects, while in picture (2) it can be clearly seen that the indicated orange lines (B) are parallel.

In picture (1), the viscosity of the oil is higher and therefore the influence of the riblets is not visible. But when comparing it with Figure 4 and picture (4) in Figure 14, one can see the same behaviour of the flow. In both cases, the flow moves radially inwards due to the pressure gradient (indicated by black lines marked with (E) in Figure 14 (1) and the white lines marked with (C) in picture (4)).

As already mentioned in the section with the numerical results for the TEGV exit flow, Figure 14 (3) depicts a separation on the pressure side of the vane, indicated by the dashed line and marked with (D).

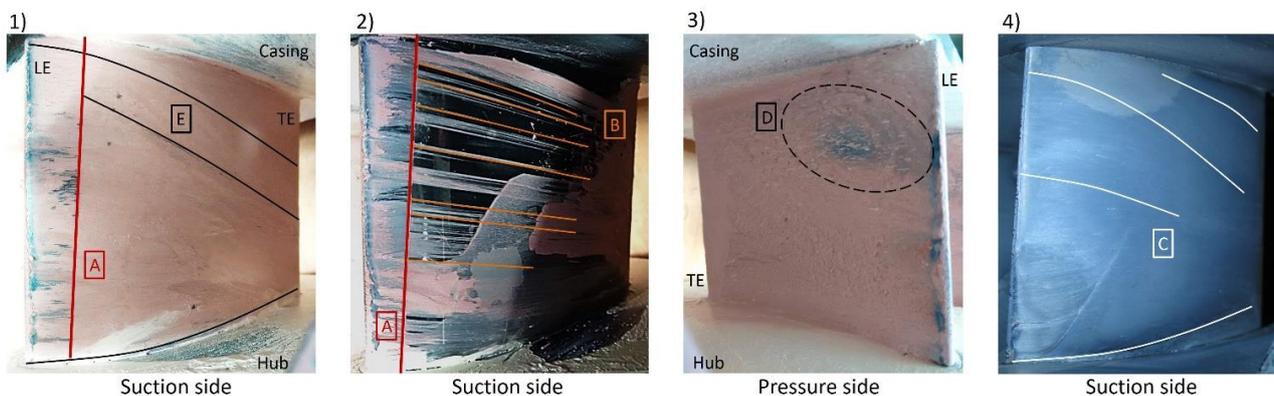


Figure 14: Oil flow visualization: Riblets (1,2 and 3), no riblets (4)

Rotor Vibrations

To see if the riblets and therefore the changed surface structure has any influence onto the upstream located LPT rotor blade vibrations, strain gauge measurements have been performed. A comparison is done with measurements taken before this testing campaign with the same vanes but without riblets. Figure 15 shows a strain gauge result concerning the vibration amplitudes. In black the case with no foils on the TEGV's is depicted and red shows the result with riblets on the vanes suction side. One can see that the amplitude of the frequency close to 1000 Hz, which is the first eigenfrequency (1st flapwise bending mode) of the rotor blades, is smaller for the set-up without riblets. The same result is also visible for the other strain gauges, which are not shown in this work. The authors assume that a change in the upstream potential effect is causing a change in aerodynamic damping or excitation force, thus reducing the vibration amplitude. It should be mentioned, that this eigenfrequency is due to an excitation by the rotor – TEC interaction (see Schönleitner et al. (2016)). At 2000 Hz and 3000 Hz are the second (1st edgewise bending mode) and third (1st torsion mode) eigenfrequencies but there is not much of a change concerning the vibration amplitudes. A higher response amplitude can be caused by a stronger excitation and/or less damping. Which in this case is more or less a change in aerodynamic damping. Material and structural damping is exactly the same for both measurements (same rotor, same operating point).

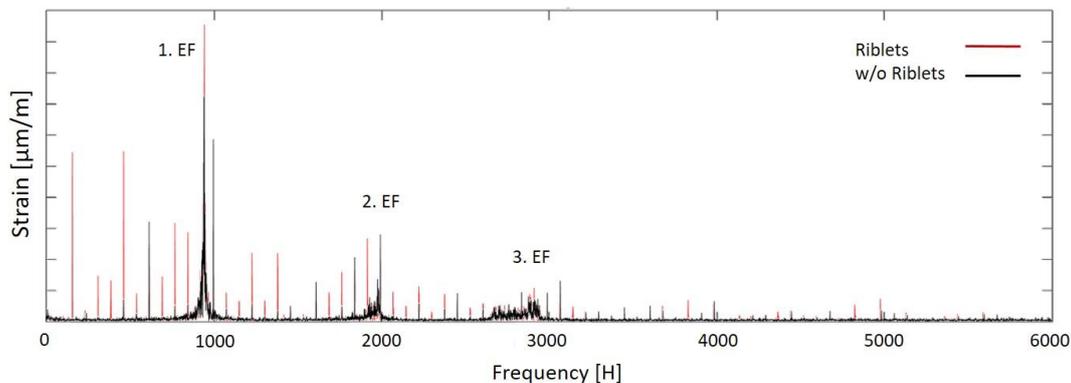


Figure 15: Vibration amplitude

CONCLUSIONS

A comparison of results obtained by numerical and experimental investigations of a 1 ½ stage low pressure turbine with riblet structures applied on the suction side of the turbine exit guide vanes has been performed. The aerodynamical results show a good overall agreement when comparing the exit flow field of the rotor. Looking at the TEGV outlet flow, a bigger difference, especially in the regions of the inner and outer casing, can be observed. A possible reason is that in those areas big vortices occur, what can also be seen from the results. The simulation is then underpredicting the mixing of the flow. But in total, also these results have a good agreement. A comparison of the wake 0.3 mm downstream of the TEGV trailing edge showed also a good agreement. There is a small shift of the total pressure minimum in the circumferential direction (0.5 deg), which can be explained by the uncertainty concerning the mounting of the trailing edge probe. Additionally, vibration measurements of the LPT rotor blades using strain gauges have been performed. After comparing a set-up with riblets and one without a foil on the TEGV's, a small increase of the vibration amplitude of the rotor blades first eigenfrequency can be observed in the case with riblets.

The main conclusion is now, that the results of the steady state simulation and the unsteady experiment have a very good accordance. Therefore, a more time consuming unsteady simulation is not necessarily needed to predict the behavior of a riblet structure in a LPT stage designed according to the cited patent. It should again be mentioned, that with this approach it is not necessary to model the investigated micro structure. A modelling of them would require a much finer mesh; hence the computational effort would also be much higher. That means that a steady state numerical simulation excluding riblets can predict their behavior in an unsteady experimental case in a very good way.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors thank Dr.techn. H.P. Pirker for operating the compressor station and his great support and discussions during all experimental investigations.

This work has been carried out in the framework of the national funded TAKE-OFF programme within the research project hallstaTt (contract no. 850444) regarding sound power reductions of low pressure turbine by means of modifications on the turbine exit guide vanes at Graz University of Technology at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics. The authors therefore thank the Austrian Research Promotion Agency (FFG) and the Austrian Ministry for Transport, Innovation and Technology (bmvit) for funding this project.

REFERENCES

- Bechert, D., Bruse, M., Hage, W., Van der Hoeven, J., & Hoppe, G. (1997). *Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry*. J. Fluid Mech. Vol. 338, pp. 59-87.
- Bechert, D., Bruse, M., Hage, W., & Meyer, R. (1997). *Biological Surfaces and their Technological Application - Laboratory and Flight Experiments on Drag Reduction and Separation Control*. AIAA 28th Fluid Dynamics Conference
- Boese, M., & Fottner, L. (2002). *Effects of Riblets on the Loss Behavior of a Highly Loaded Compressor Cascade*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, Netherlands.
- Choi, H., Moin, P. & Kim, J. (1993). *Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets*. Journal of Fluid Mechanics. Vol. 225, pp. 503-539
- Debisschop, J., & Nieuwstadt, F. (1996). *Turbulent Boundary Layer in an Adverse Pressure Gradient: Effectiveness of Riblets*. AIAA Journal Vol. 34(5), S. 932-937.
- Fang, C., Yan-Ping, T., & Mao-Zhang, C. (1990). *An Experimental Investigation of Loss Reduction with Riblets on Cascade Blade Surfaces and Isolated Airfoils*. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Brussels, Belgium.
- Leitl, P. A. (2010). *European Patent No. EP2261117A2*.
- Lietmeyer, C., Ohlert, K., & Seume, J. (2013). *Optimal Application of Riblets on Compressor Blades and Their Contamination Behavior*. Journal of Turbomachinery Vol. 135(1).
- Miao, X., Zhang, Q., Wang, L., Jiang, H., & Qi, H. (2015). *Application of Riblets on Turbine Blade Endwall Secondary Flow Control*. Journal of Propulsion and Power, Vol. 31, No. 6.
- Moser, M., Kahl, G., Kulhanek, G., & Heitmeir, F. (2007). *Construction of a Subsonic Test Turbine Facility for Experimental Investigations of Sound Generation and Propagation for Low Pressure Turbines*. Beijing, China.
- Nagao, S., & Breugelmanns, F. (1999). *Investigations of Riblets in a CDB, DCA and 65-S Compressor Cascade*. Proceedings of International Gas Turbines Congress, Kobe, Japan.
- Schobeiri, M.T., & John, J. (1996). *A Study of the Development of Steady and Periodic Unsteady Turbulent Wakes Through Curved Channels at Positive, Zero, and Negative Streamwise Pressure Gradients, Part I*. NASA Contractor Report 198448.
- Schönleitner, F., Selic, T., Schitter, C., Heitmeir, F., and Marn, A. (2016). *Experimental Investigation of the Upstream Effect of Different Low Pressure Turbine Exit Guide Vane Design on Rotor Blade Vibration*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea
- Selic, T. (2015). *Experimental Investigation of the Aerodynamics and Acoustics of Exit Guide Vanes for Future Aircraft Engines*. PhD Thesis, Graz University of Technology
- Simonassi, L., Benauer, R., Zenz, M., Leitl, P., & Marn, A. (2018). *Numerical and Experimental Study on the Influence of Inlet Distortion on the Aeroelastic and Aerodynamic Performances of a Low Pressure Turbine*. 23rd Blade Mechanics Seminar, Winterthur, Switzerland.
- Vishwanath, P. (1999). *Riblets on Airfoils and Wings: A Review*. 30th AIAA Fluid Dynamics Conference, Norfolk, V

Anhang C - Auswertung 5-Loch-Sonde

Design point – Ebene C, Riblets

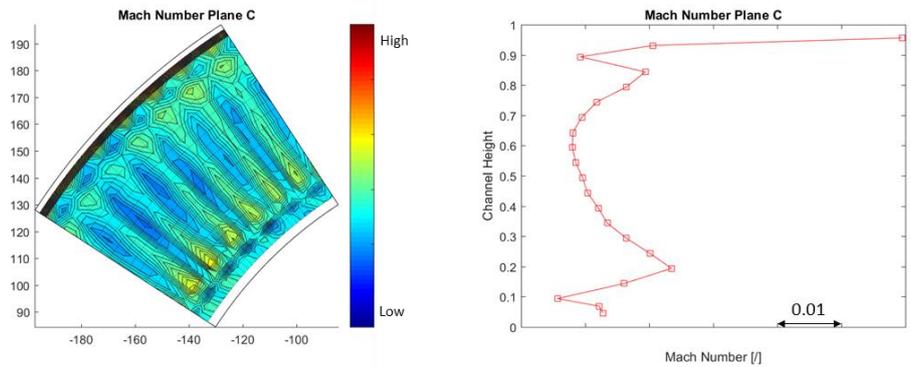


Abbildung: Machzahl Ebene C, Design point, Riblets

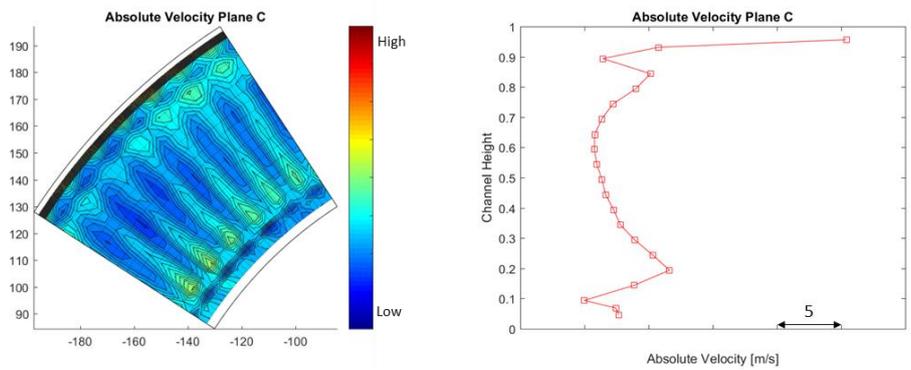


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Riblets

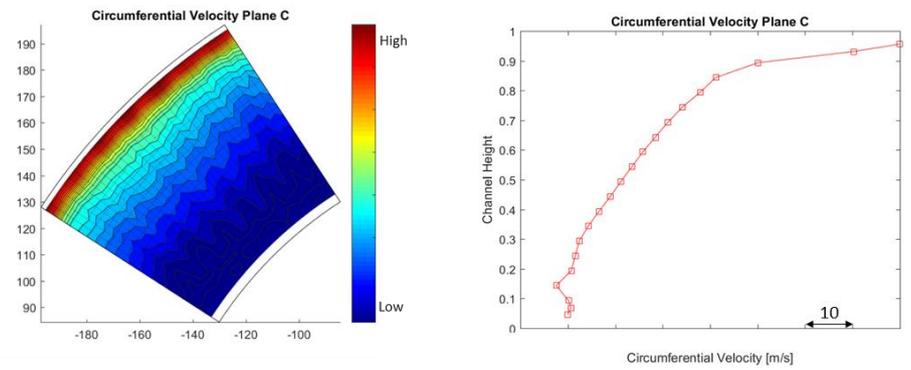


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Riblets

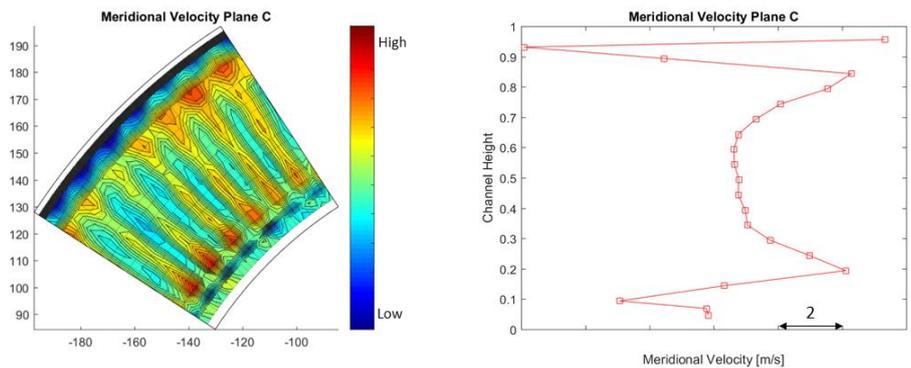


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Riblets

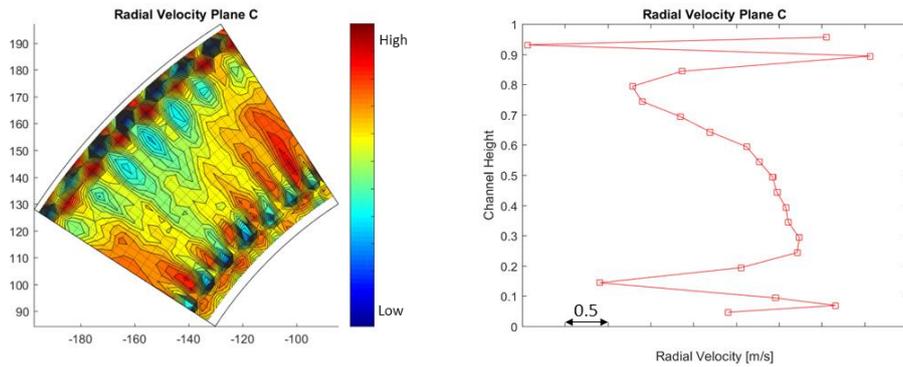


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Riblets

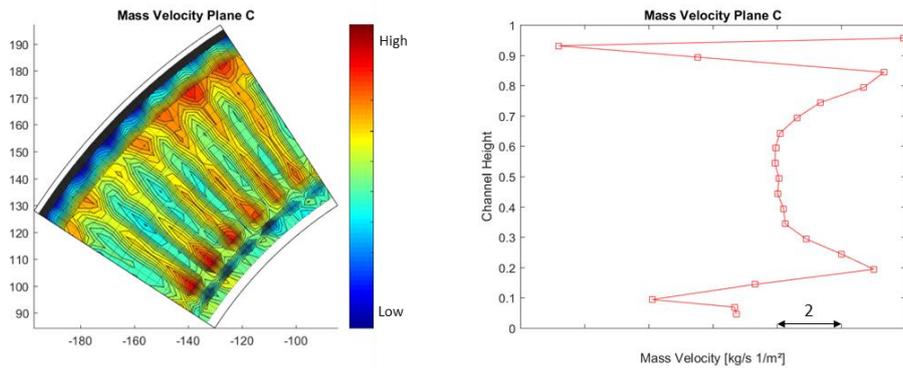


Abbildung: Massenstromdichte Ebene C, Design point, Riblets

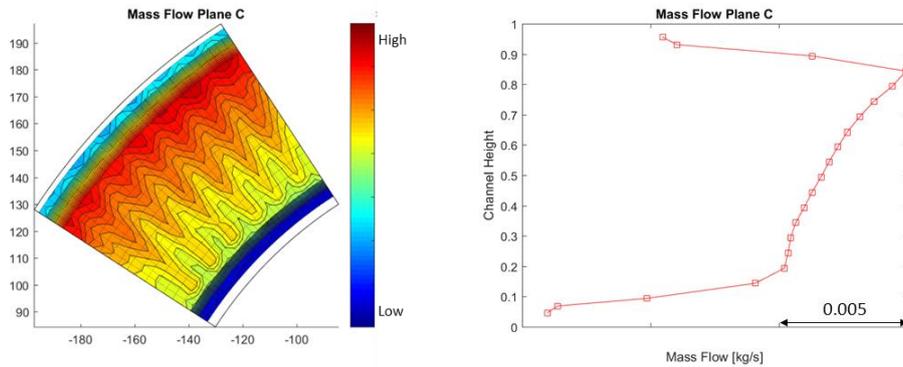


Abbildung: Massenstrom Ebene C, Design point, Riblets

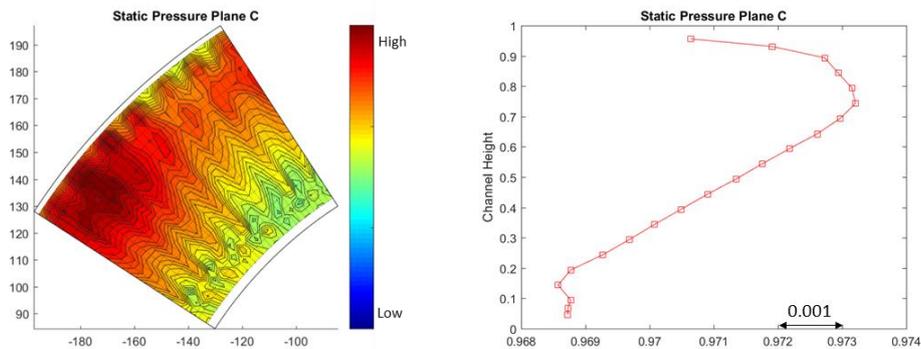


Abbildung: Statischer Druck Ebene C, Design point, Riblets

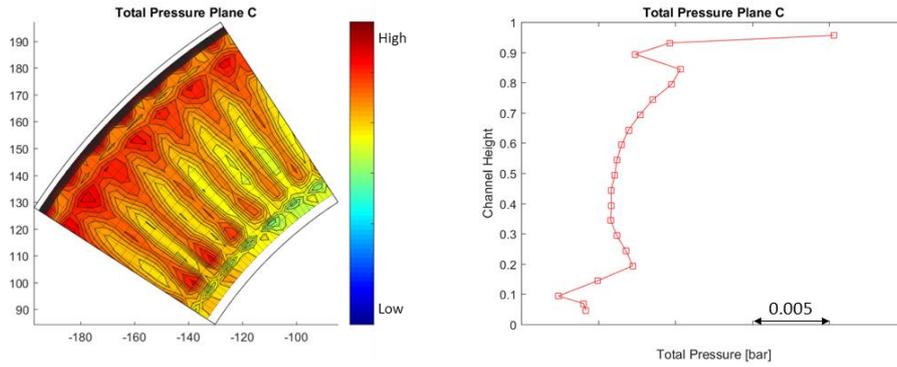


Abbildung: Totaldruck Ebene C, Design point, Riblets

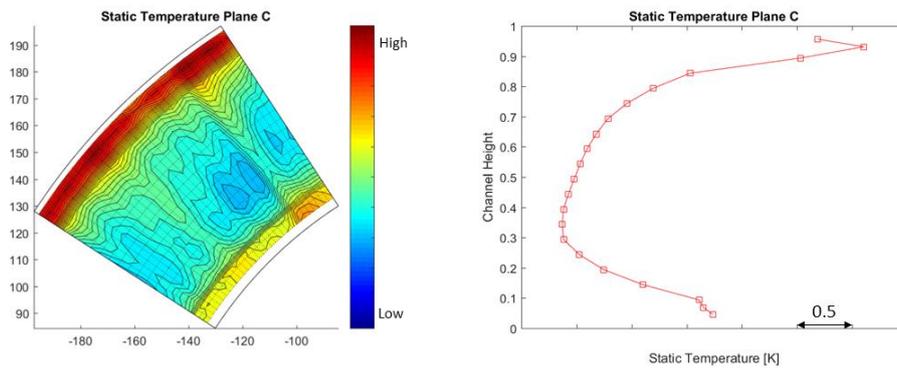


Abbildung: Statische Temperatur Ebene C, Design point, Riblets

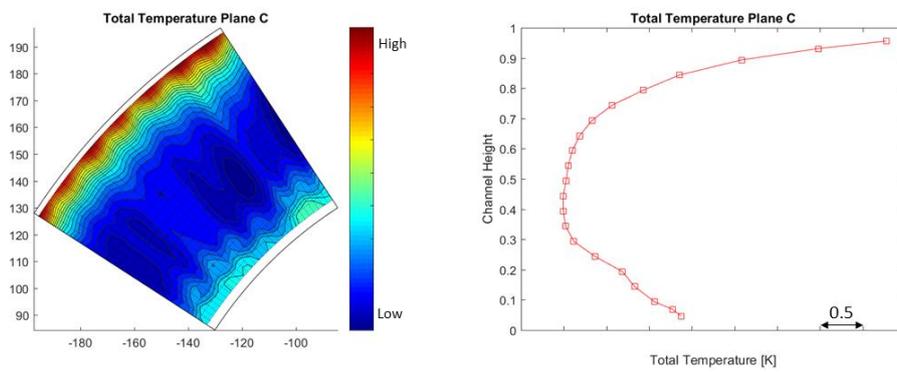


Abbildung: Totaltemperatur Ebene C, Design point, Riblets

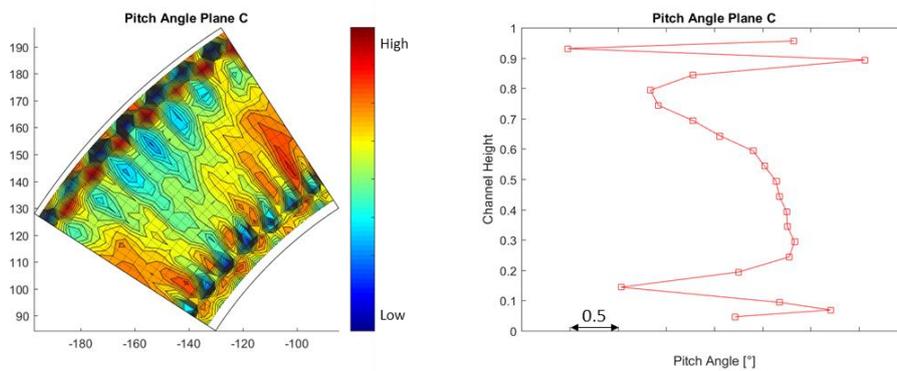


Abbildung: Pitch Winkel Ebene C, Design point, Riblets

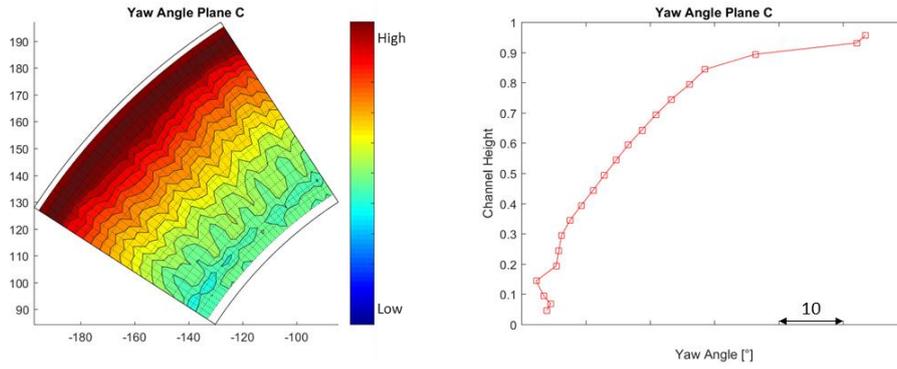


Abbildung: Yaw Winkel Ebene C, Design point, Riblets

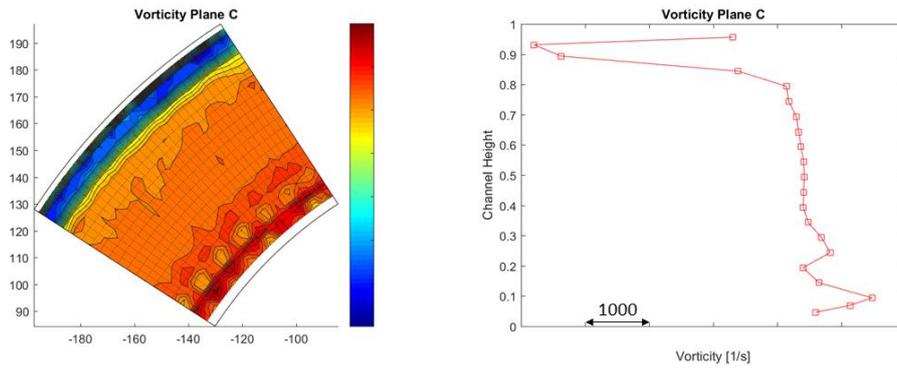


Abbildung: Verwirbelung Ebene C, Design point, Riblets

Design point – Ebene D, Riblets

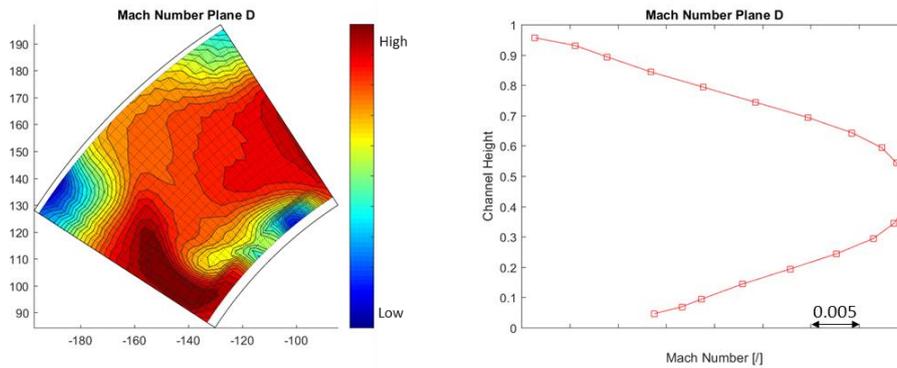


Abbildung: Machzahl Ebene D, Design point, Riblets

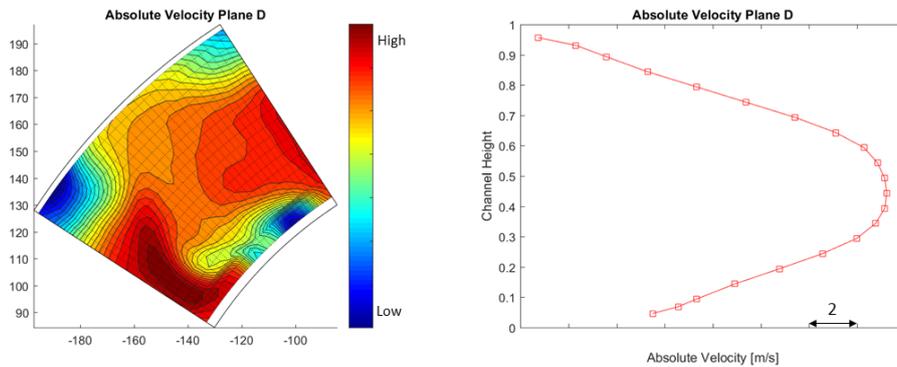


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Riblets

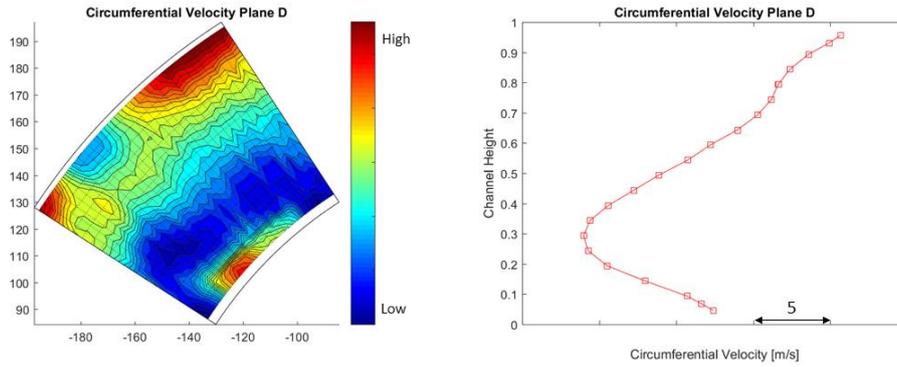


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Riblets

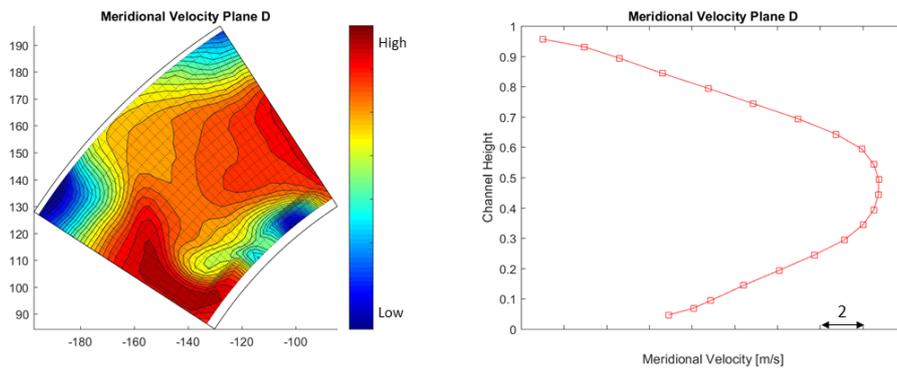


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Riblets

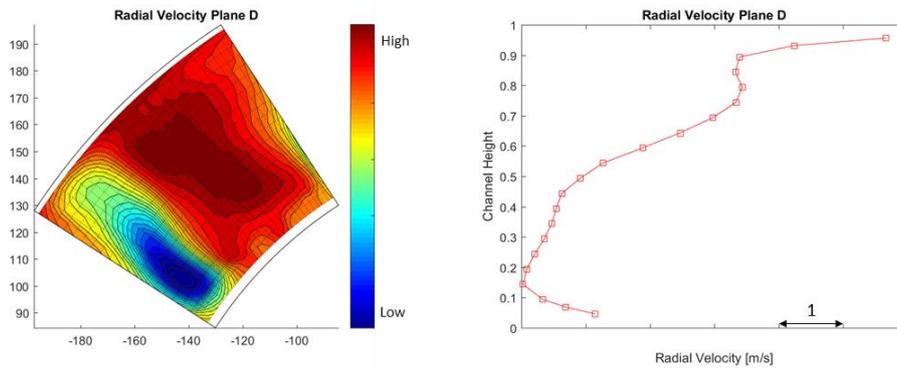


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Riblets

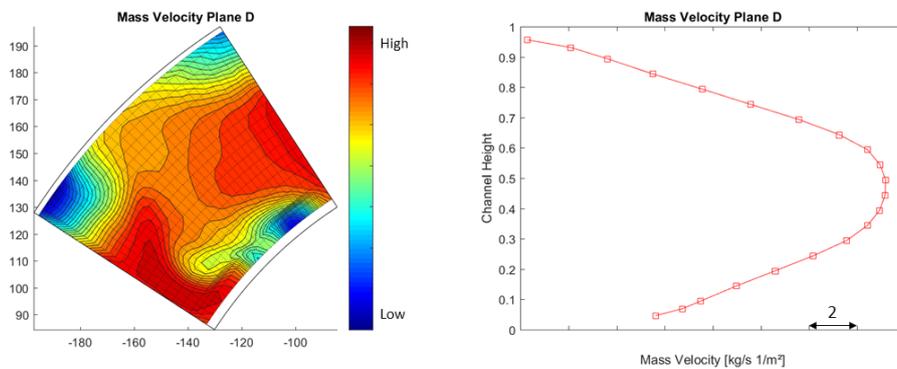


Abbildung: Massenstromdichte Ebene D, Design point, Riblets

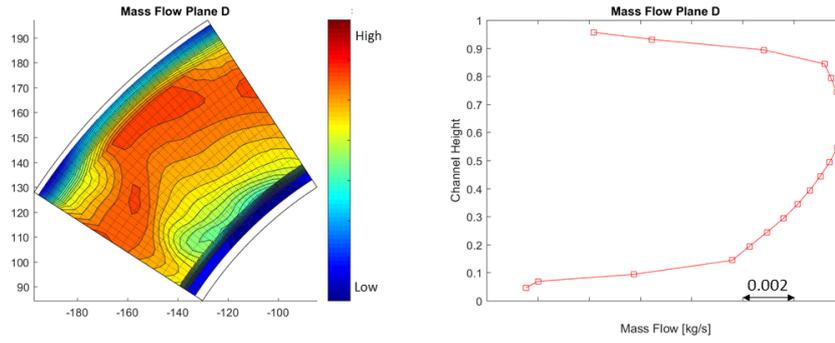


Abbildung: Massenstrom Ebene D, Design point, Riblets

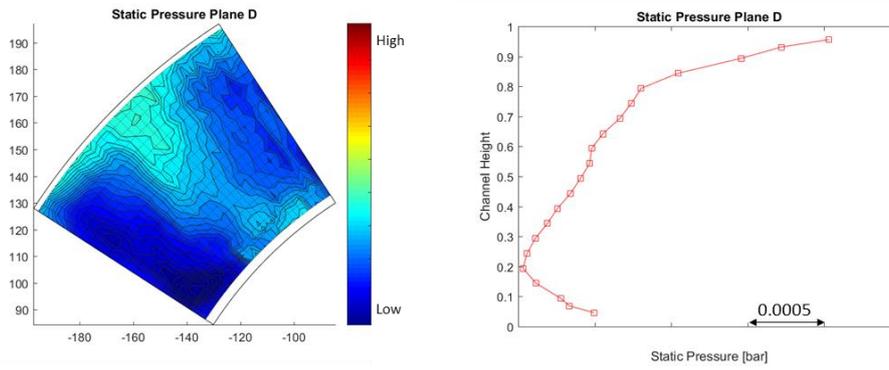


Abbildung: Statischer Druck Ebene D, Design point, Riblets

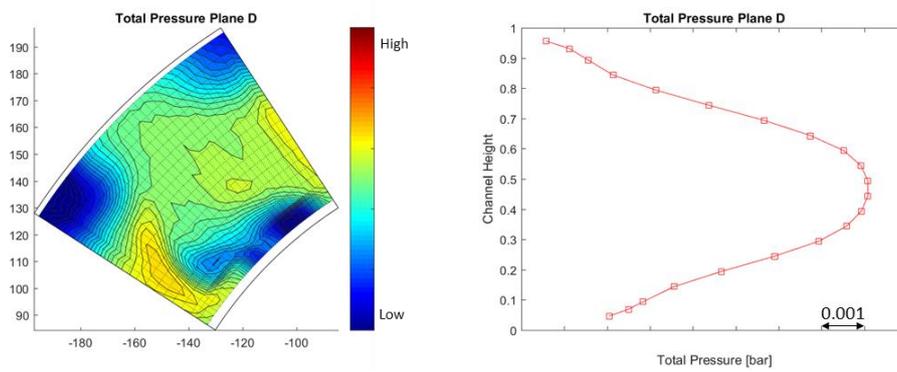


Abbildung: Totaldruck Ebene D, Design point, Riblets

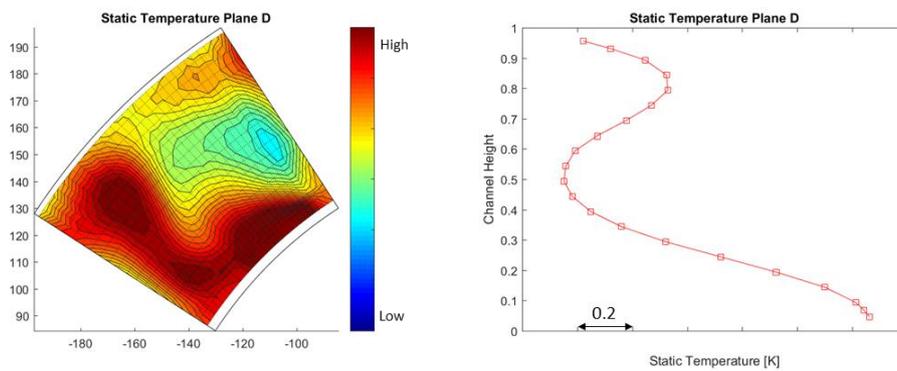


Abbildung: Statischer Druck Eben D, Design point, Riblets

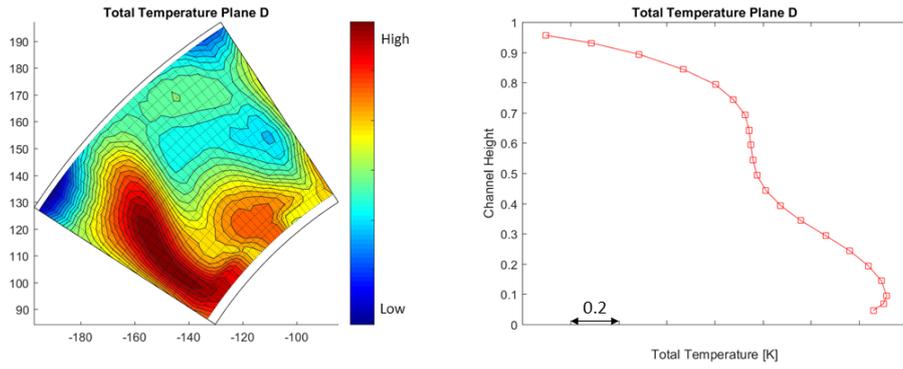


Abbildung: Totaltemperatur Ebene D, Design point, Riblets

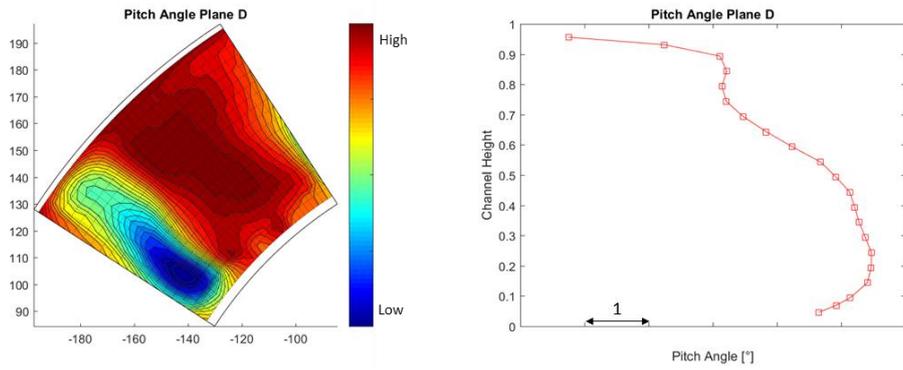


Abbildung: Pitch Winkel Ebene D, Design point, Riblets

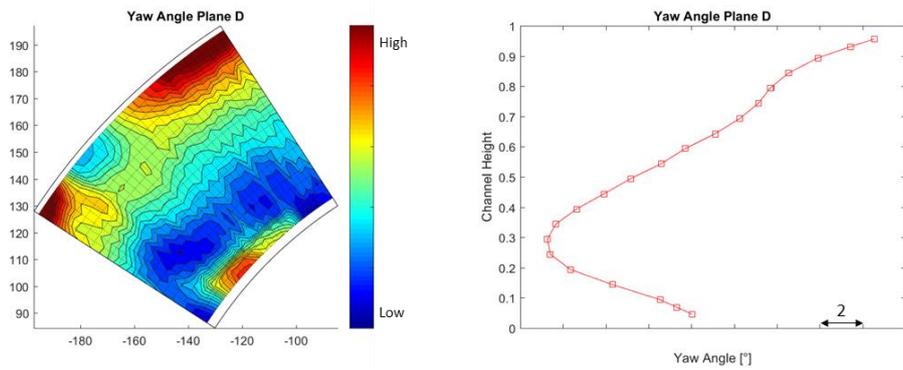


Abbildung: Yaw Winkel Ebene D, Design point, Riblets

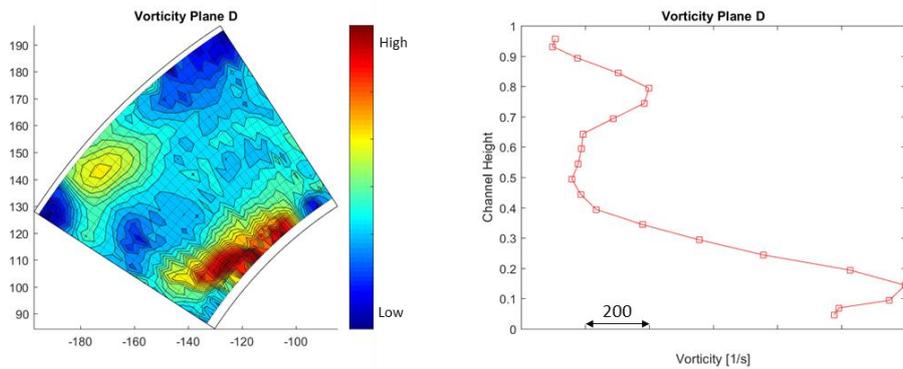


Abbildung: Verwirbelung Eben D, Design point, Riblets

Design point – Ebene C, Referenz

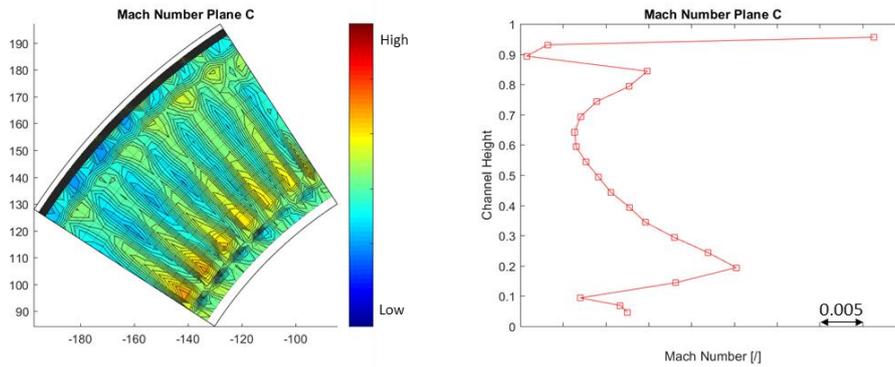


Abbildung: Machzahl Ebene C, Design point, Referenz

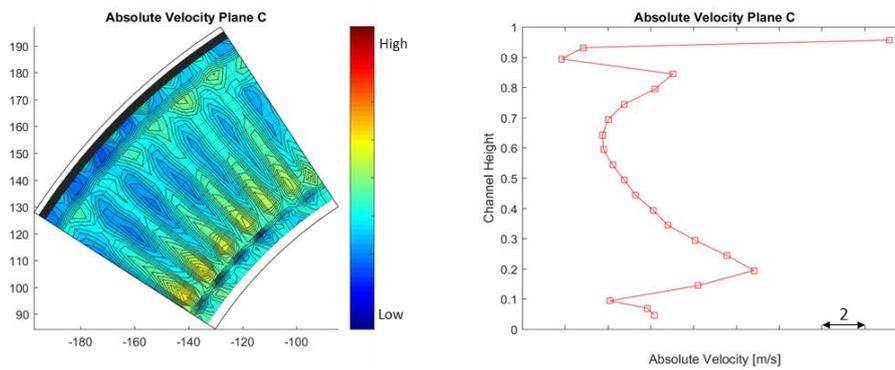


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Referenz

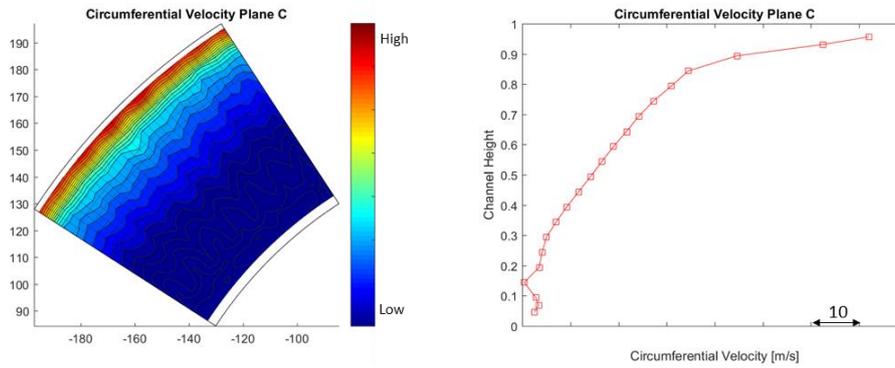


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Referenz

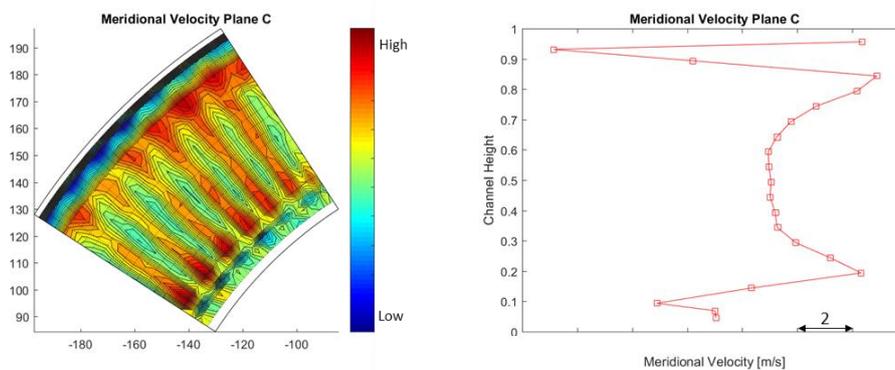


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Referenz

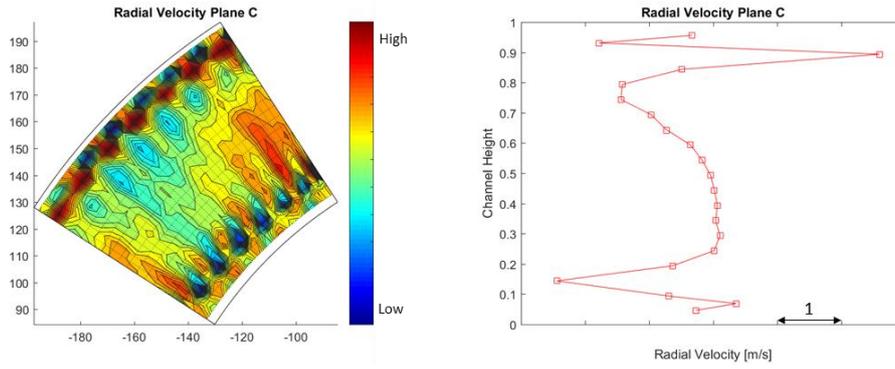


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene C, Design point, Referenz

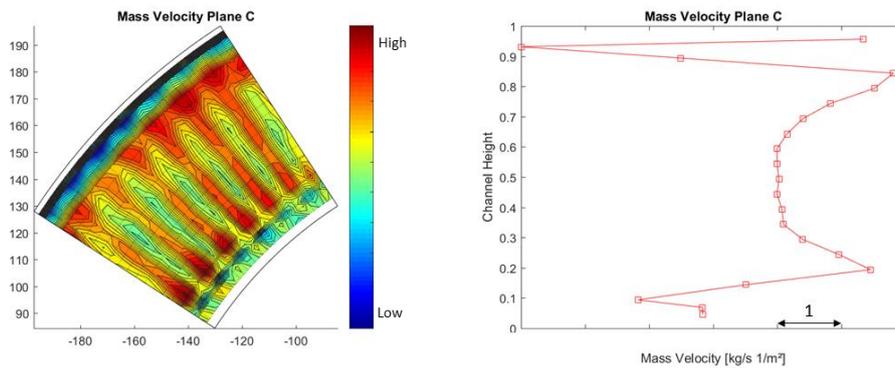


Abbildung: Massenstromdichte Ebene C, Design point, Referenz

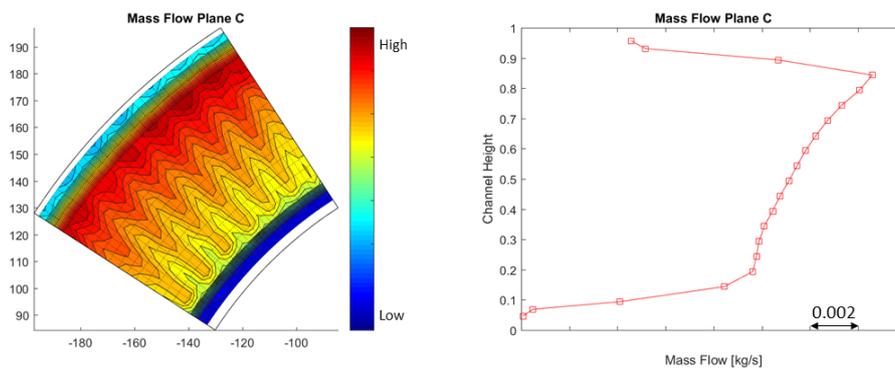


Abbildung: Massenstrom Ebene C, Design point, Referenz

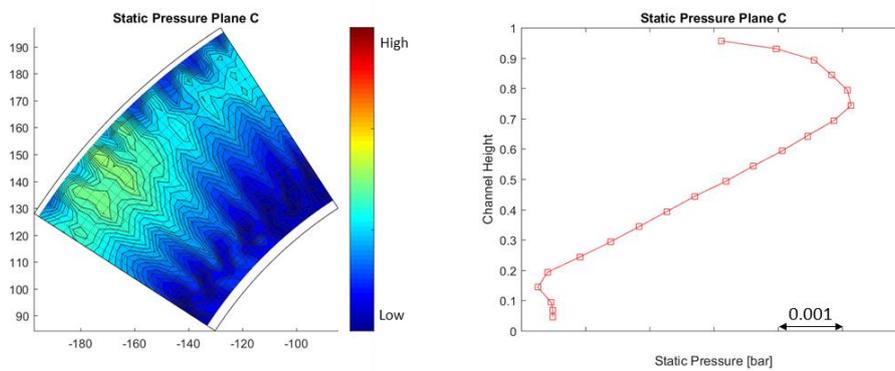


Abbildung: Statischer Druck Ebene C, Design point, Referenz

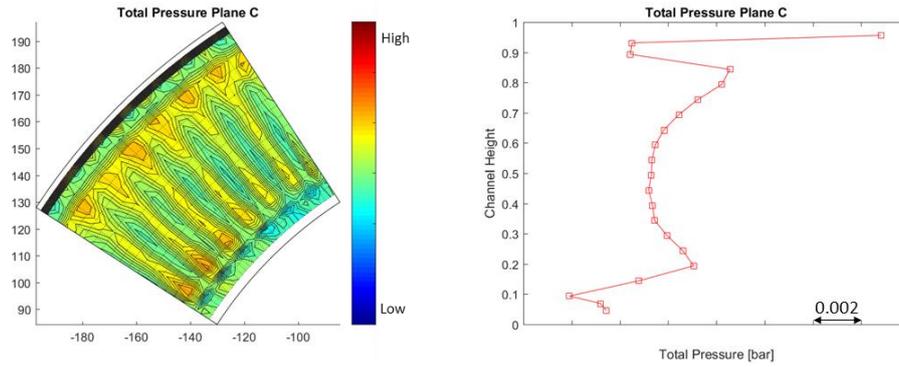


Abbildung: Totaldruck Ebene C, Design point, Referenz

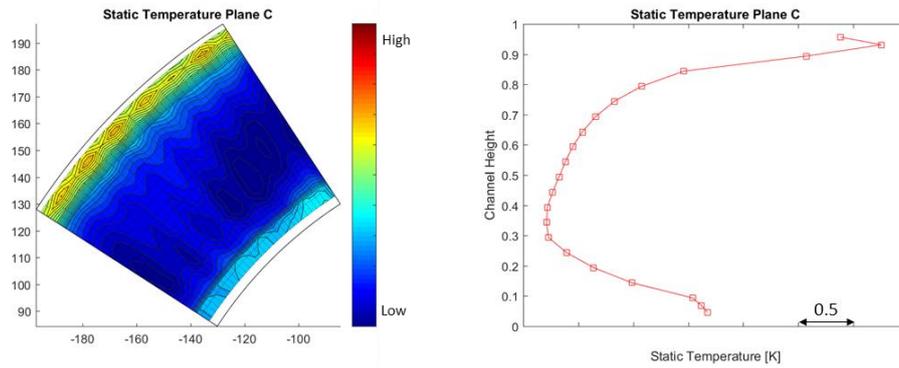


Abbildung: Statische Temperatur Ebene C, Design point, Referenz

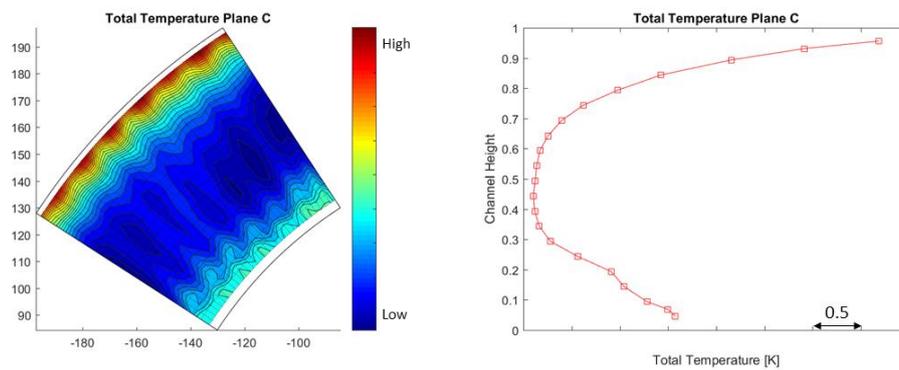


Abbildung: Totaltemperatur Ebene C, Design point, Referenz

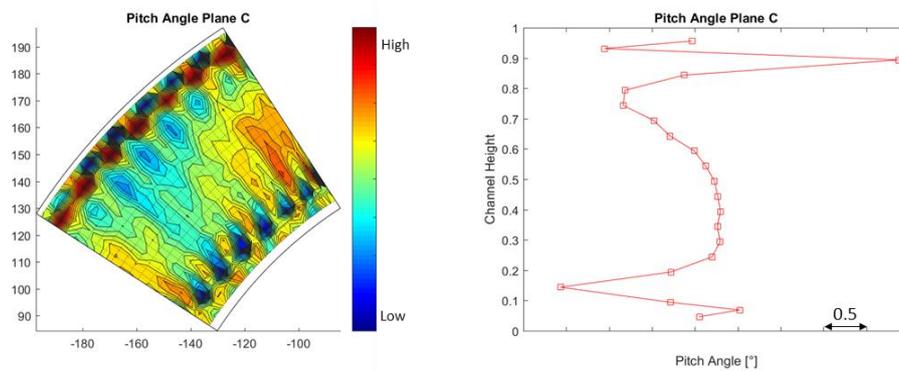


Abbildung: Pitch Winkel Ebene C, Design point, Referenz

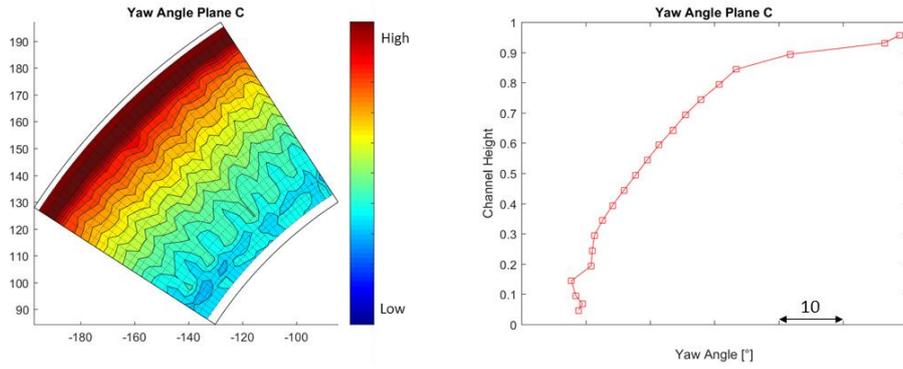


Abbildung: Yaw Winkel Ebene C, Design point, Referenz

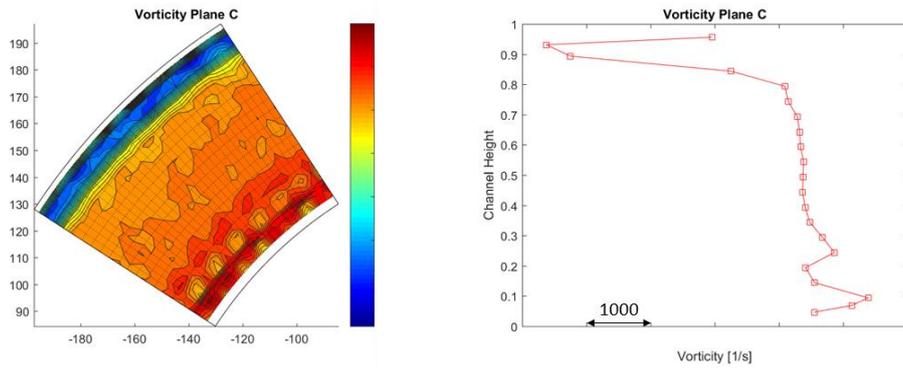


Abbildung: Verwirbelung Ebene C, Design point, Referenz

Design point – Ebene D, Referenz

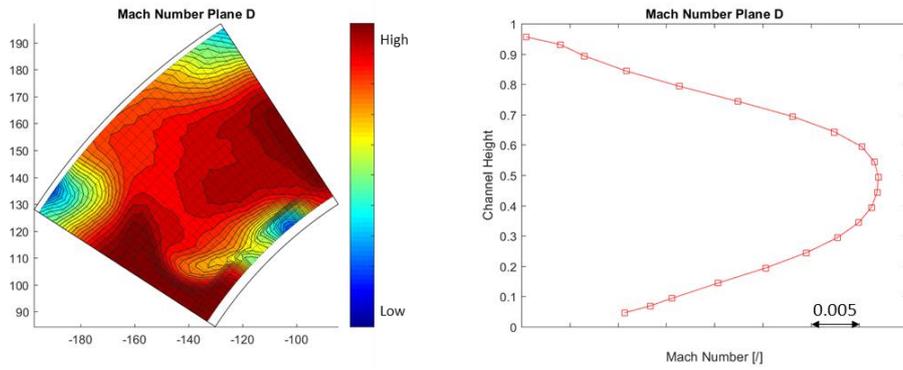


Abbildung: Machzahl Ebene D, Design point, Referenz

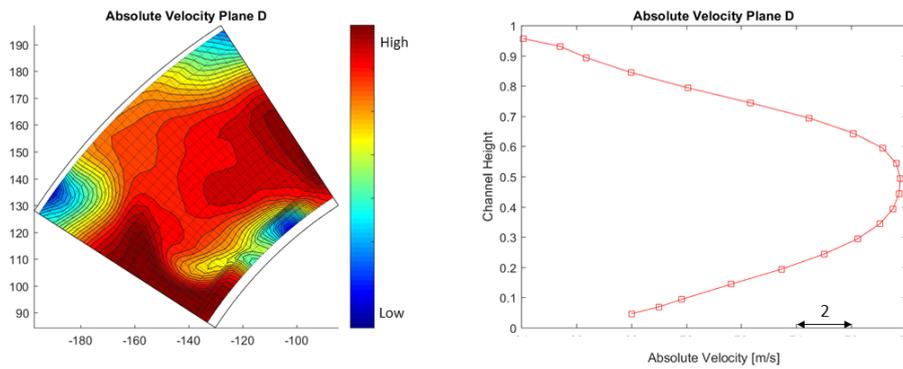


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Referenz

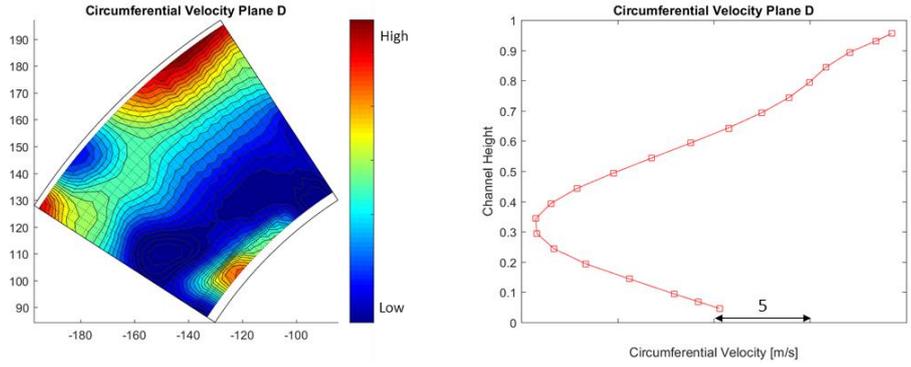


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Referenz

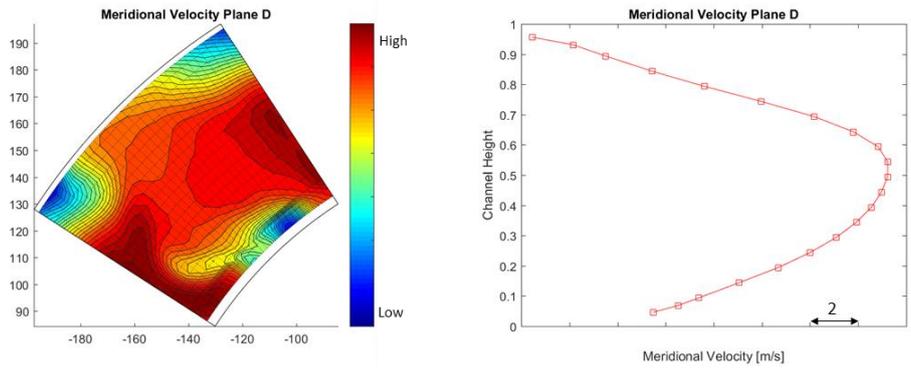


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Referenz

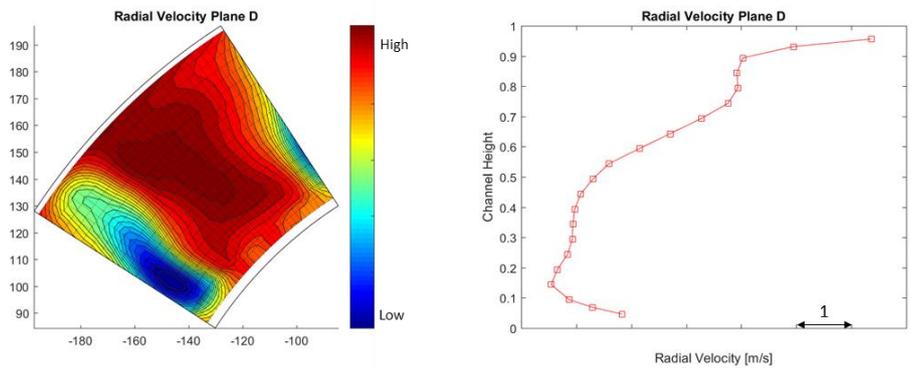


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene D, Design point, Referenz

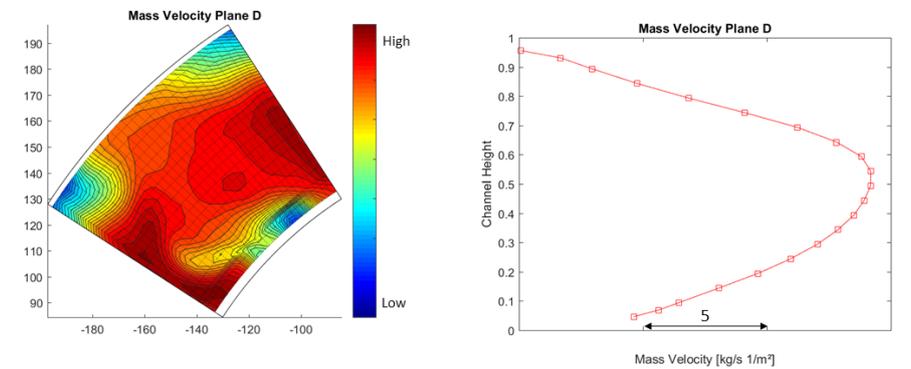


Abbildung: Massenstromdichte Ebene D, Design point, Referenz

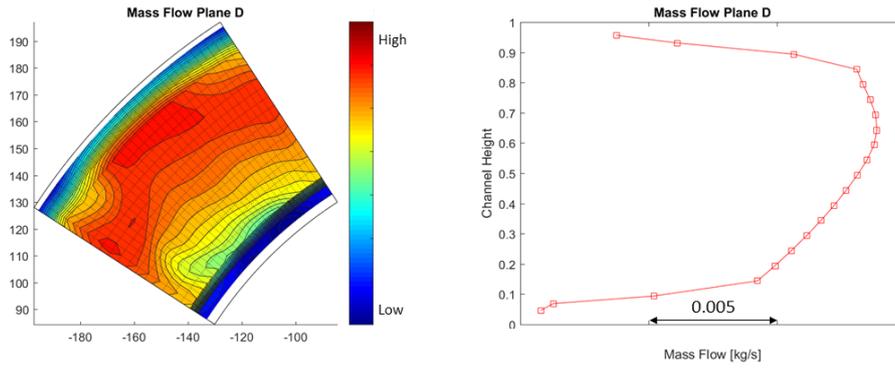


Abbildung: Massenstrom Ebene D, Design point, Referenz

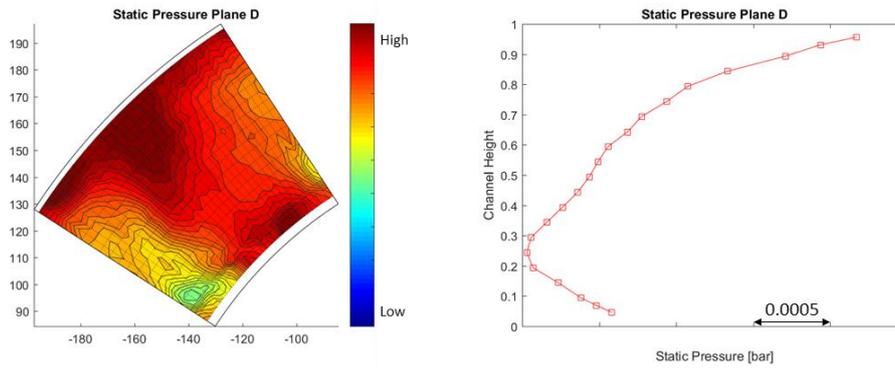


Abbildung: Statischer Druck Ebene D, Design point, Referenz

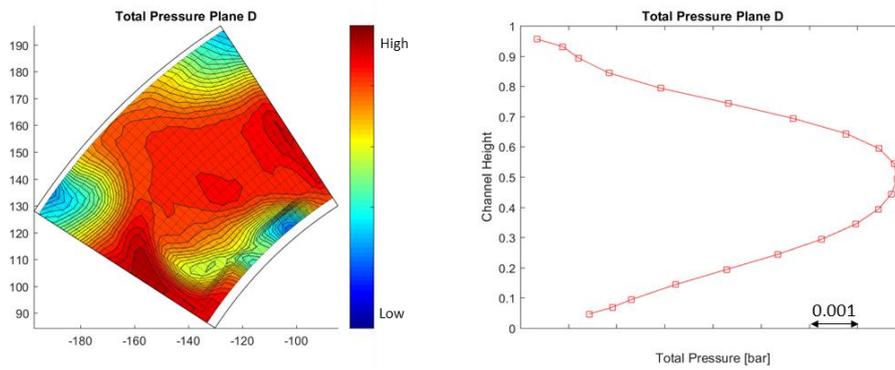


Abbildung: Totaldruck Ebene D, Design point, Referenz

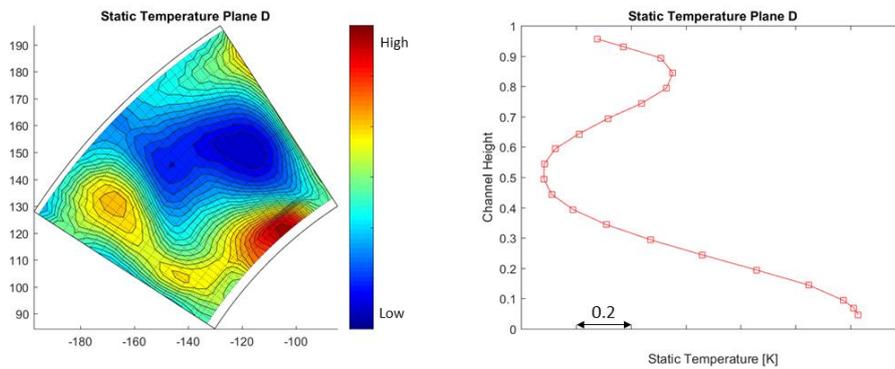


Abbildung: Statische Temperatur Ebene D, Design point, Referenz

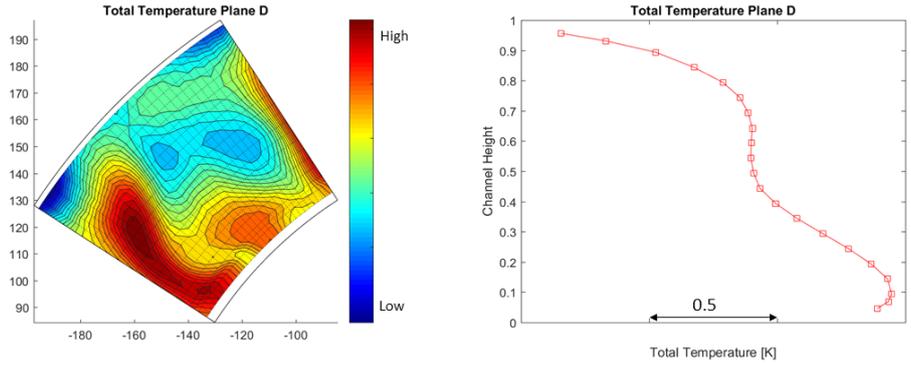


Abbildung: Totaltemperatur Ebene D, Design point, Referenz

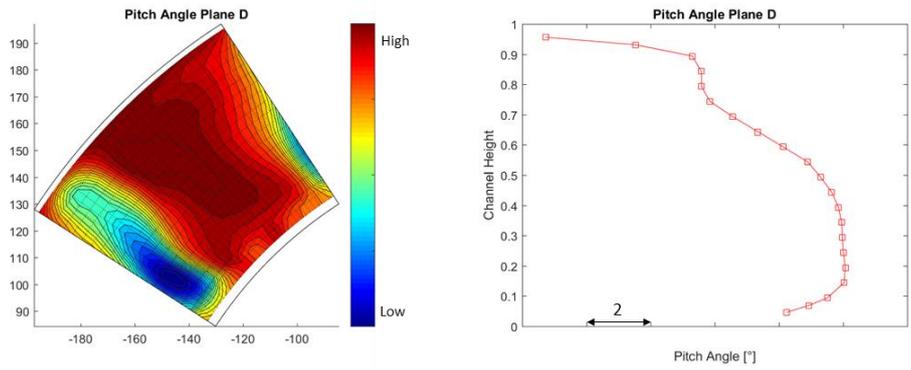


Abbildung: Pitch Winkel Ebene D, Design point, Referenz

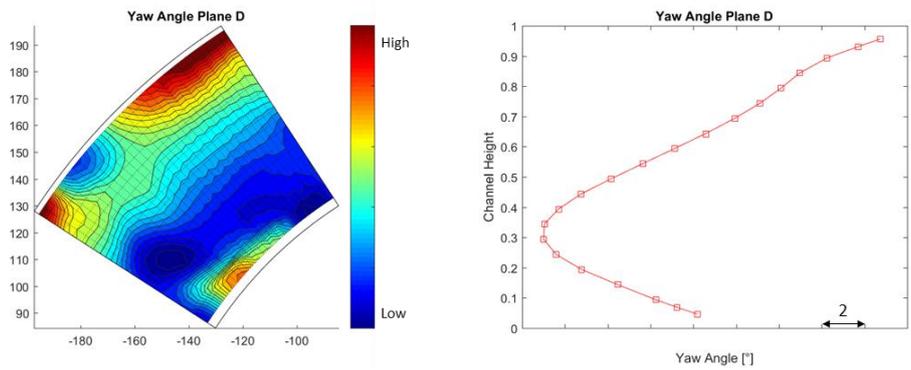


Abbildung: Yaw Winkel Ebene D, Design point, Referenz

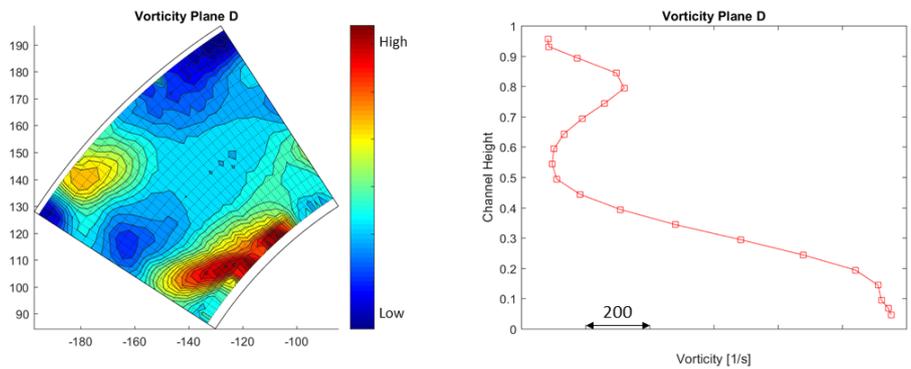


Abbildung: Verwirbelung Ebene D, Design point, Referenz

Off-Design – Ebene C Riblets

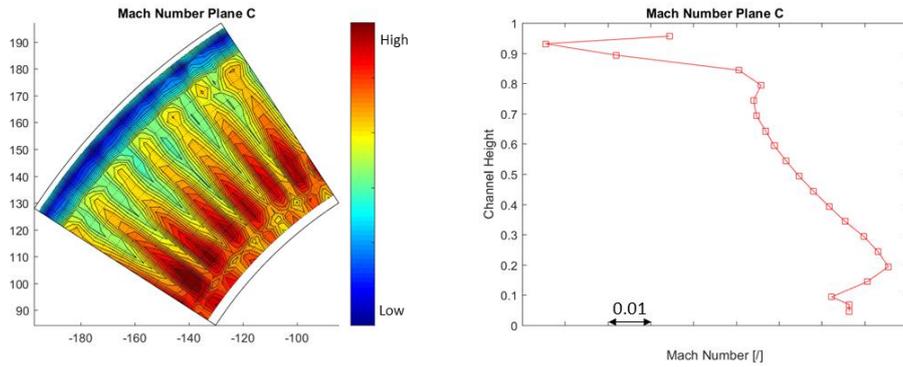


Abbildung: Machzahl Ebene C, Off-Design, Riblets

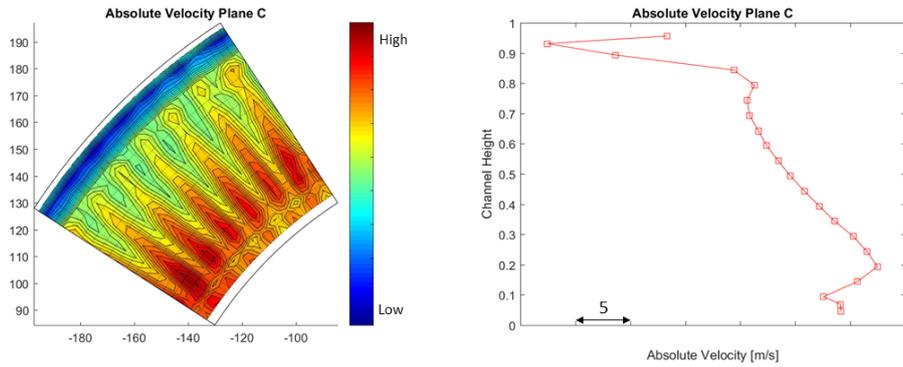


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Riblets

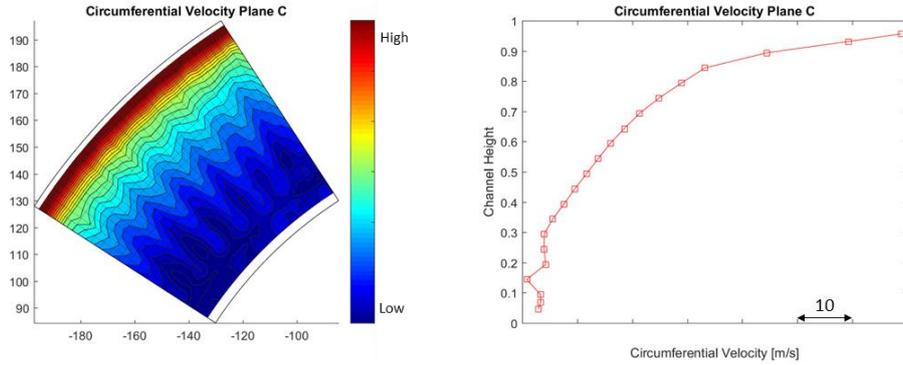


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Riblets

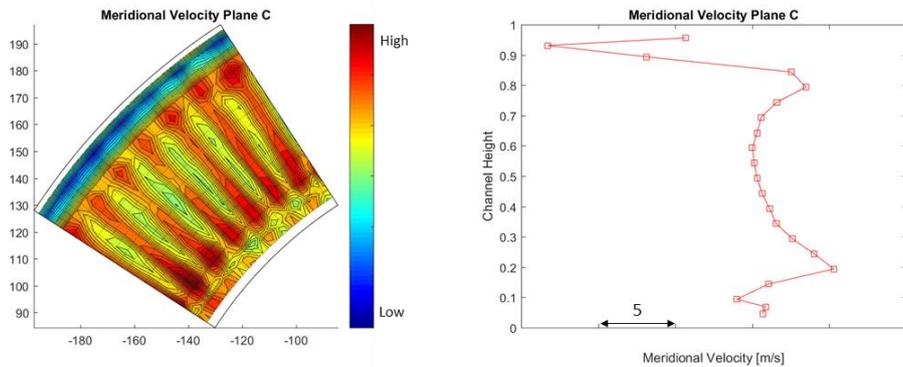


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Riblets

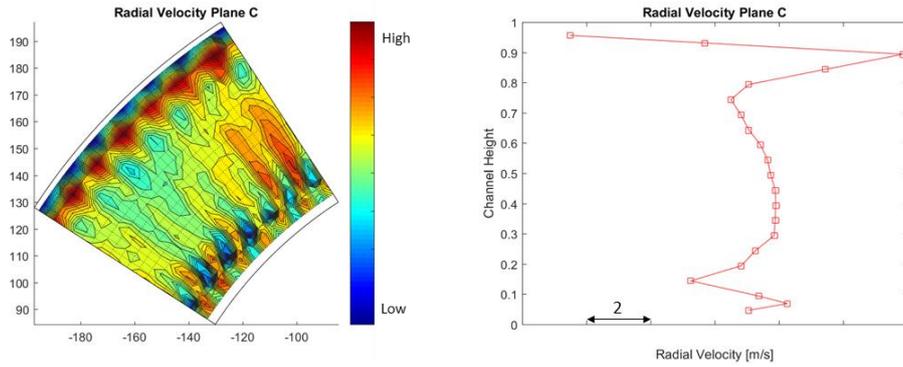


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Riblets

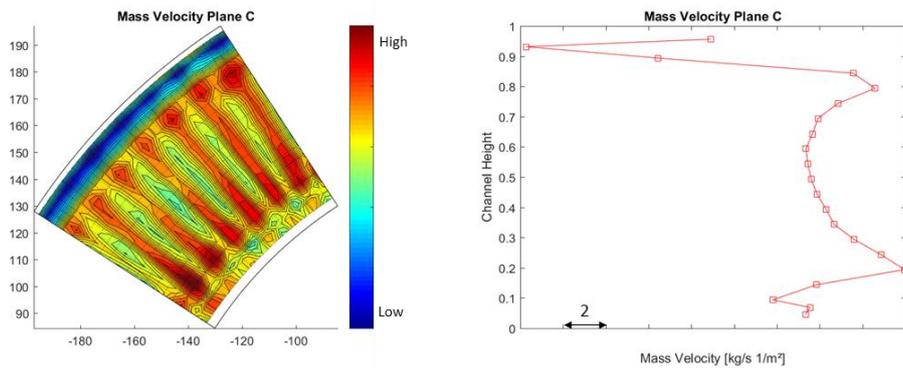


Abbildung: Massenstromdichte Ebene C, Off-Design, Riblets

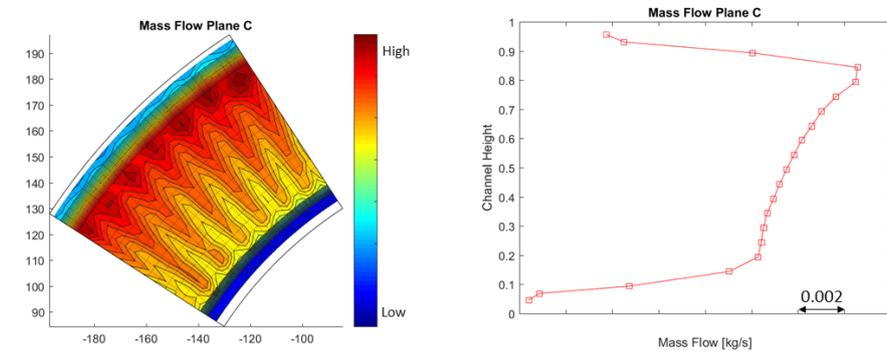


Abbildung: Massenstrom Ebene C, Off-Design, Riblets

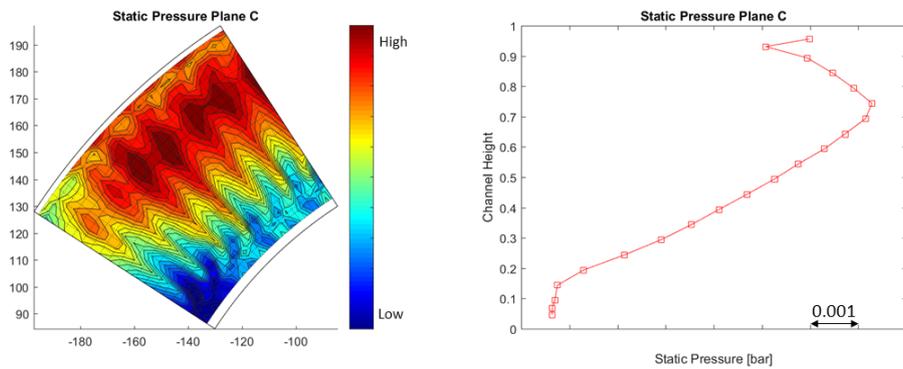


Abbildung: Statischer Druck Ebene C, Off-Design, Riblets

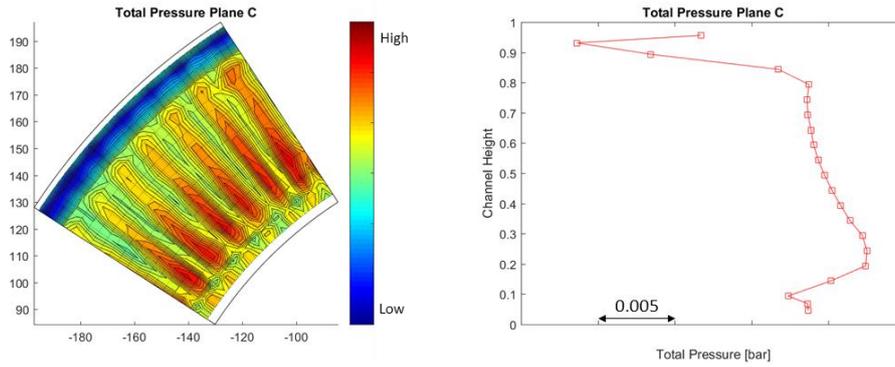


Abbildung: Totaldruck Ebene C, Off-Design, Riblets

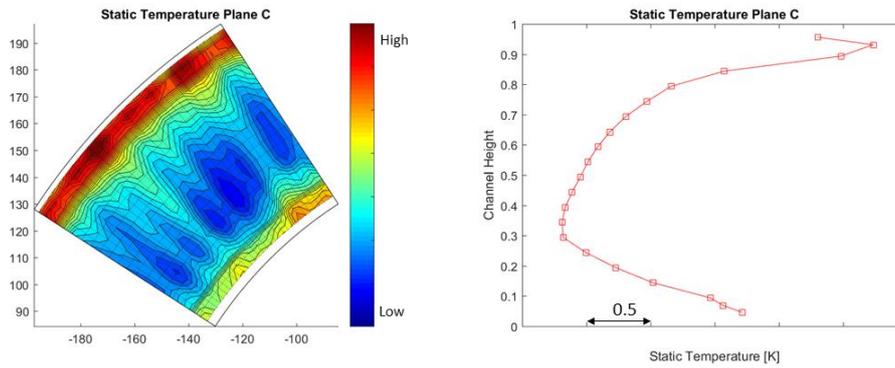


Abbildung: Statische Temperatur Ebene C, Off-Design, Riblets

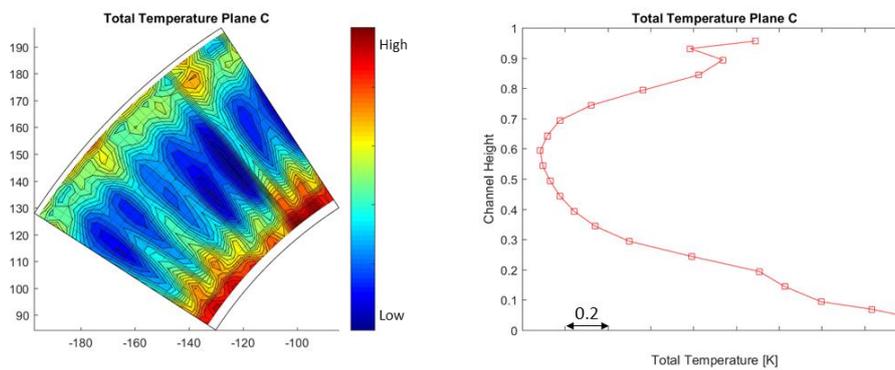


Abbildung: Totaltemperatur Ebene C, Off-Design, Riblets

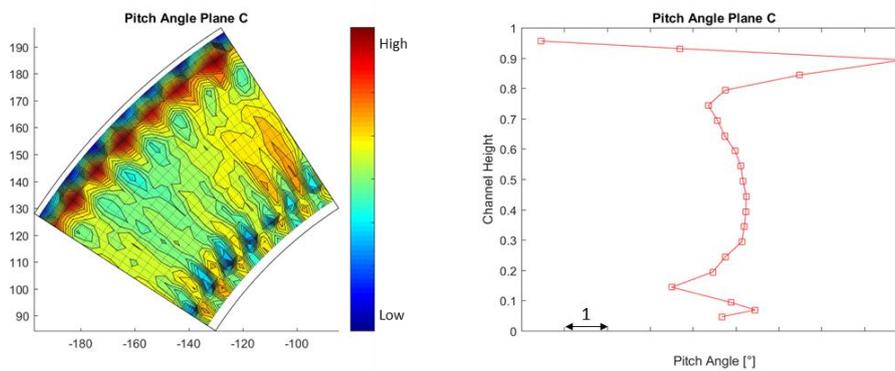


Abbildung: Pitch Winkel Ebene C, Off-Design, Riblets

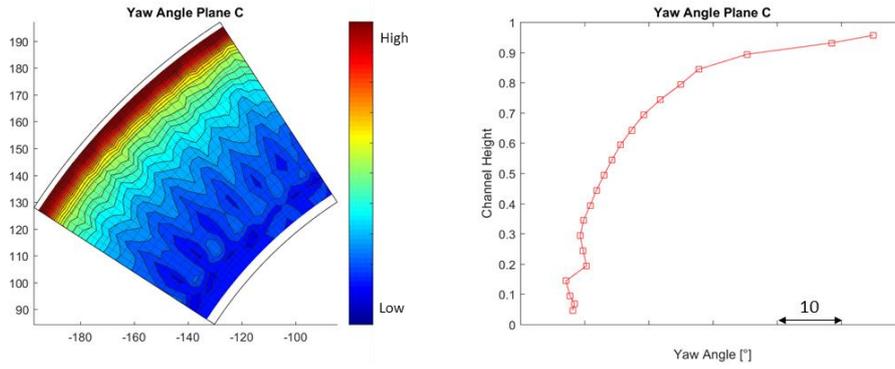


Abbildung: Yaw Winkel Ebene C, Off-Design, Riblets

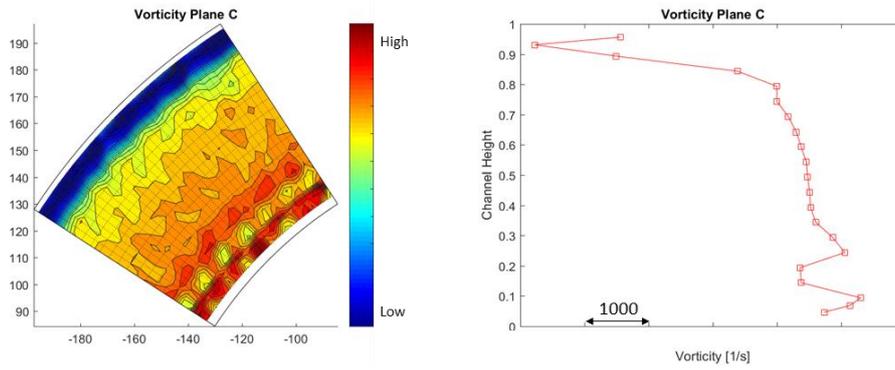


Abbildung: Verwirbelung Ebene C, Off-Design, Riblets

Off-Design - Ebene D Riblets

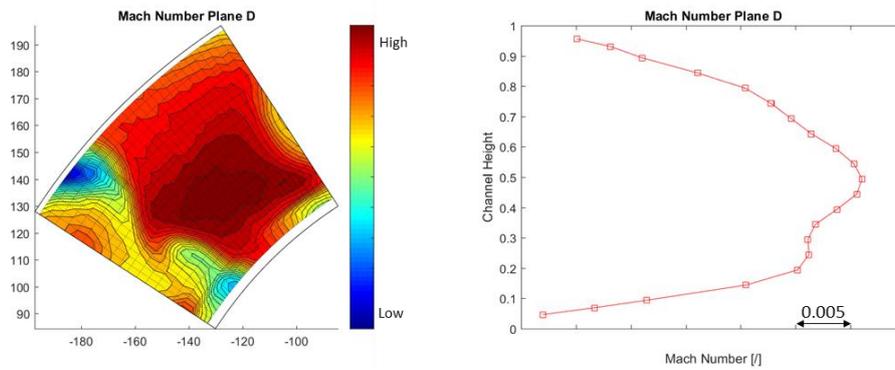


Abbildung: Machzahl Ebene D, Off-Design, Riblets

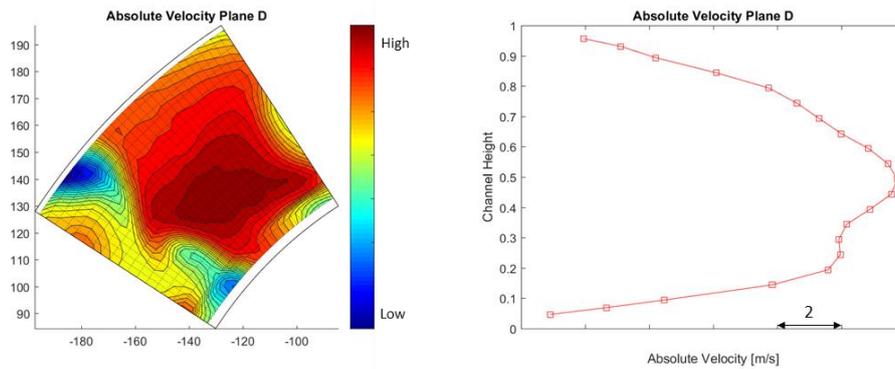


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Riblets

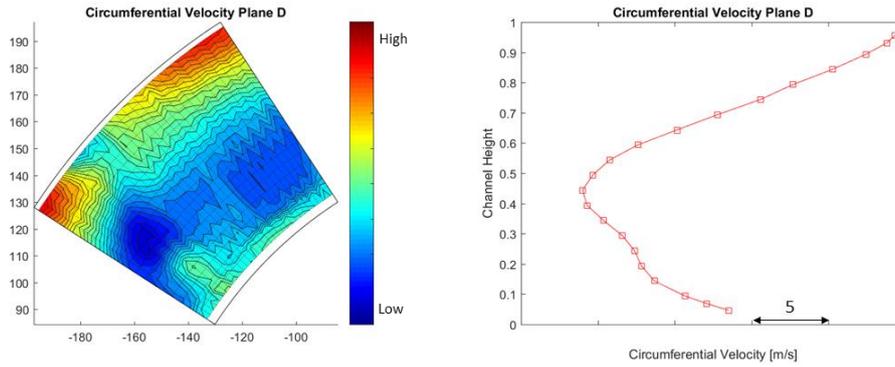


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Riblets

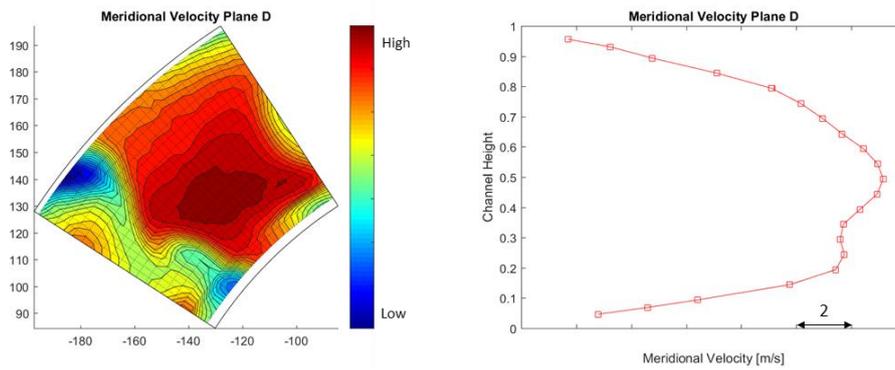


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Riblets

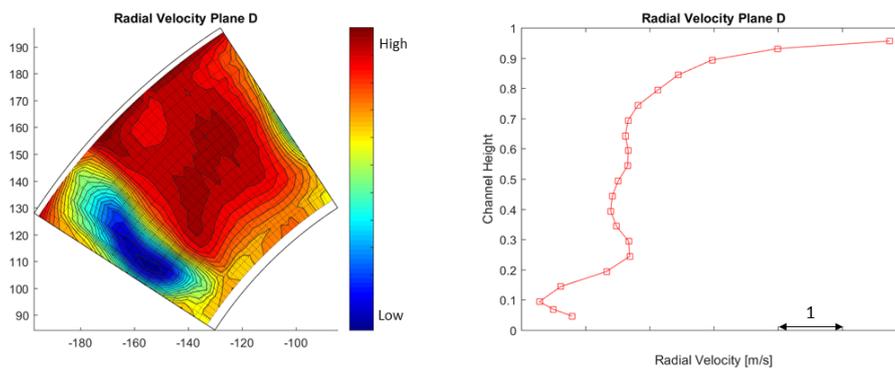


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Riblets

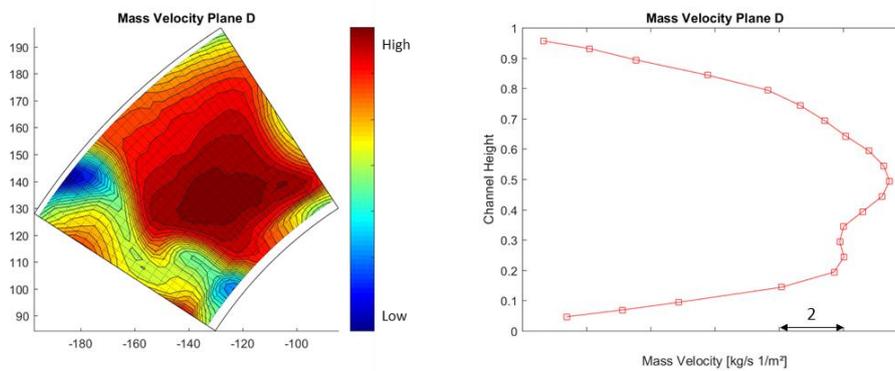


Abbildung Massenstromdichte Ebene D, Off-Design, Riblets

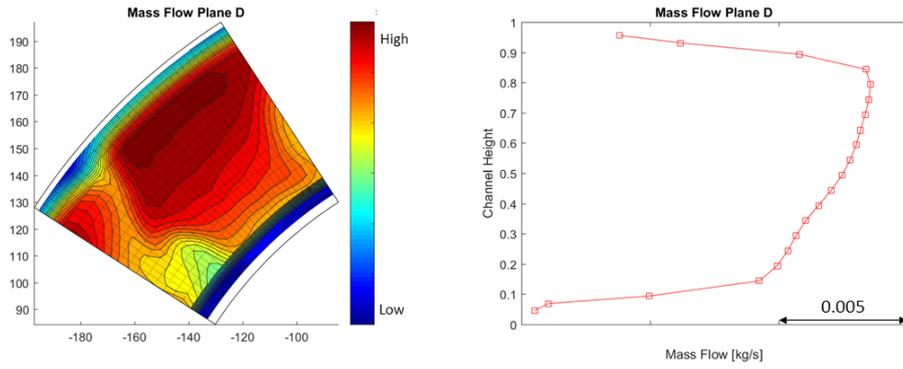


Abbildung: Massenstrom Ebene D, Off-Design, Riblets

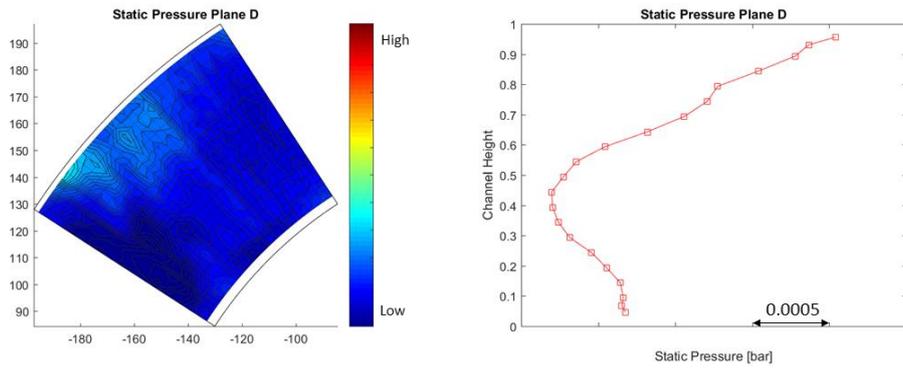


Abbildung: Statischer Druck Ebene D, Off-Design, Riblets

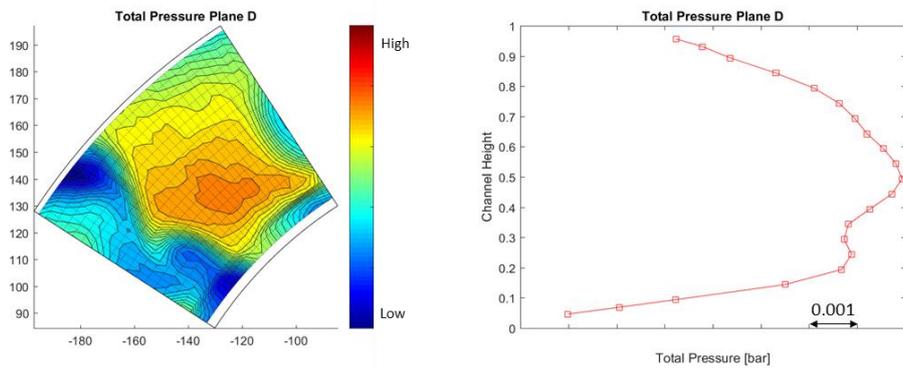


Abbildung: Totaldruck Ebene D, Off-Design, Riblets

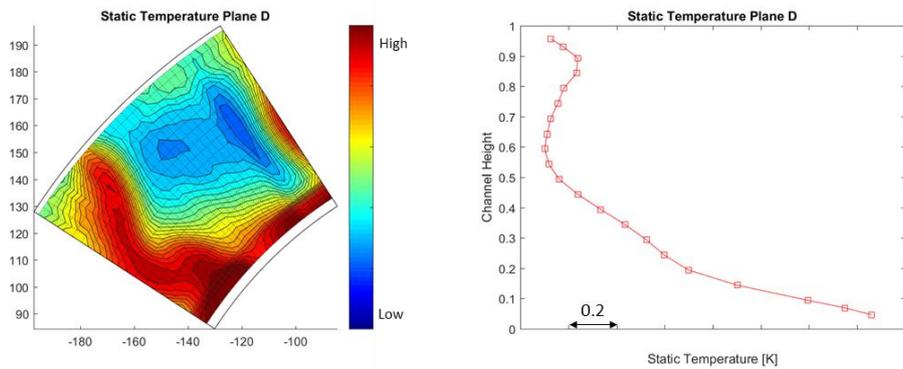


Abbildung: Statische Temperatur Ebene D, Off-Design, Riblets

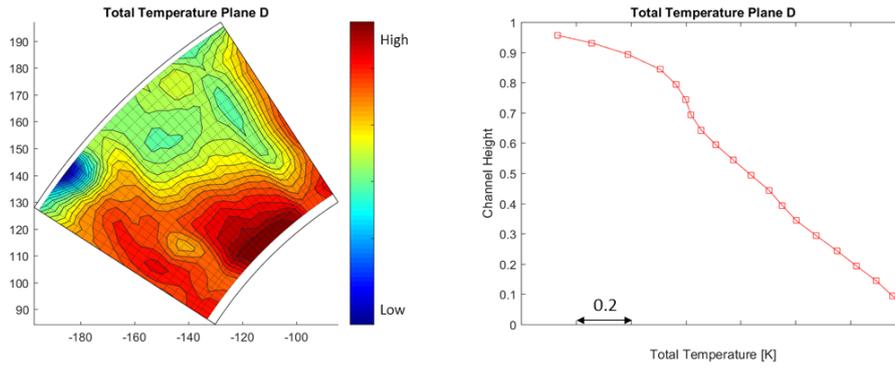


Abbildung: Totaltemperatur Ebene D, Off-Design, Riblets

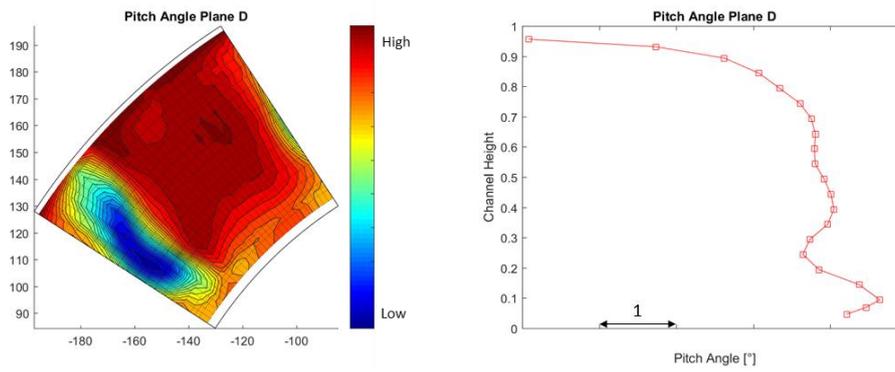


Abbildung: Pitch Winkel Ebene D, Off-Design, Riblets

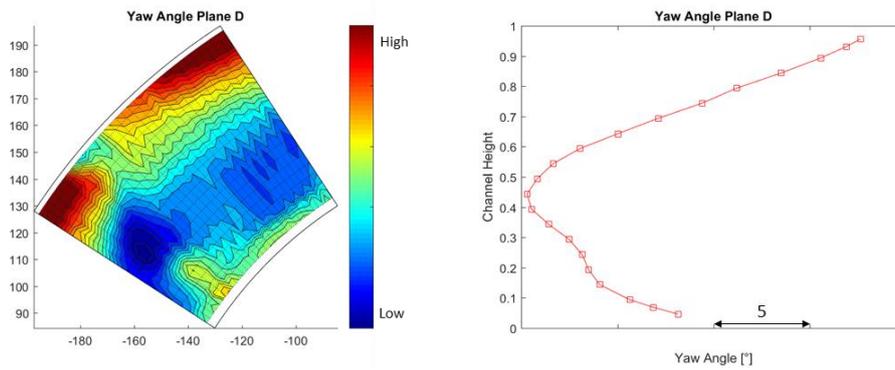


Abbildung: Yaw Winkel Ebene D, Off-Design, Riblets

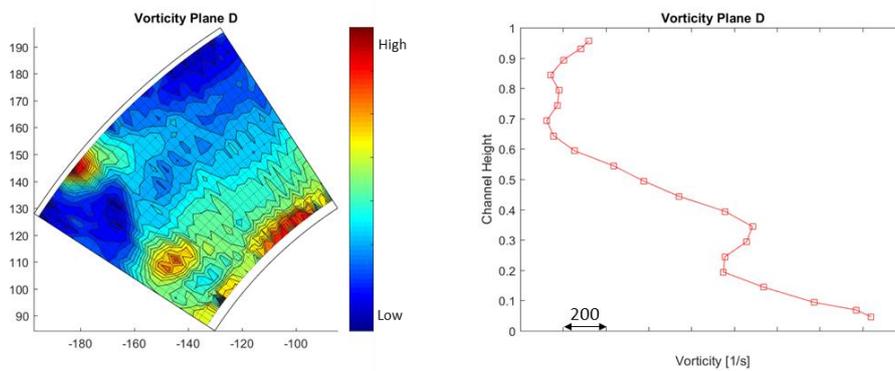


Abbildung: Verwirbelung Ebene D, Off-Design, Riblets

Off-Design - Ebene C Referenz

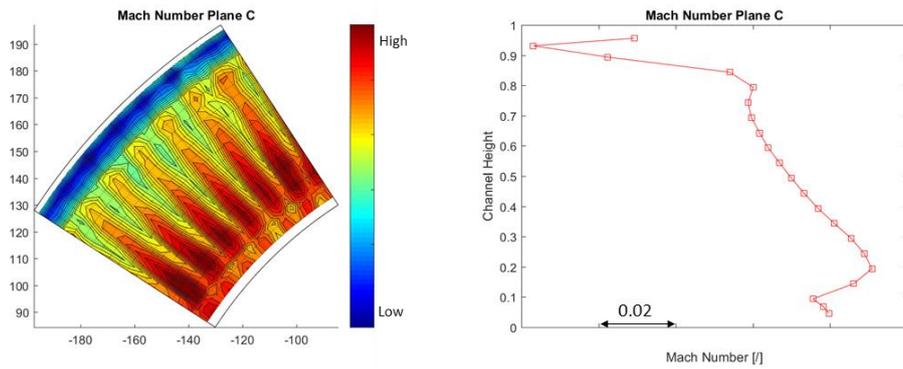


Abbildung: Machzahl Ebene C, Off-Design, Referenz

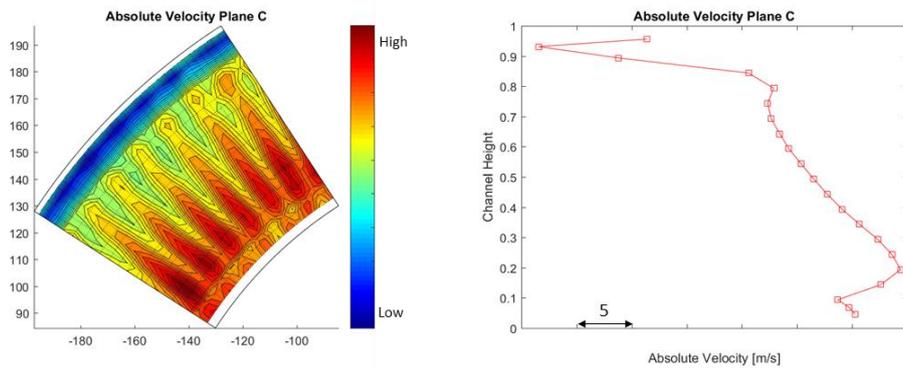


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Referenz

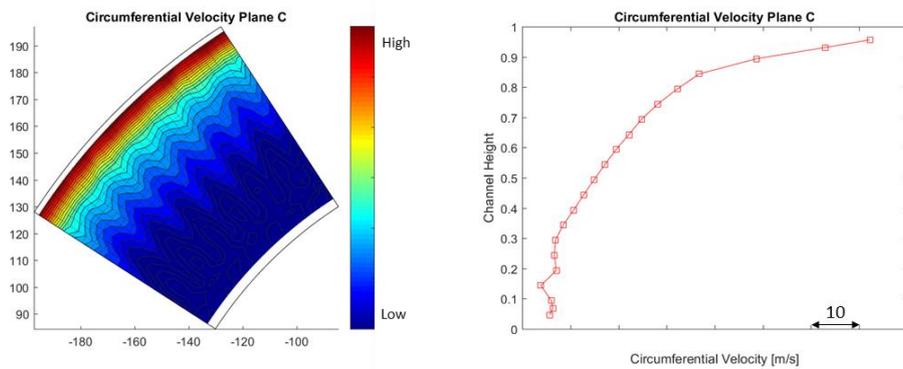


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Referenz

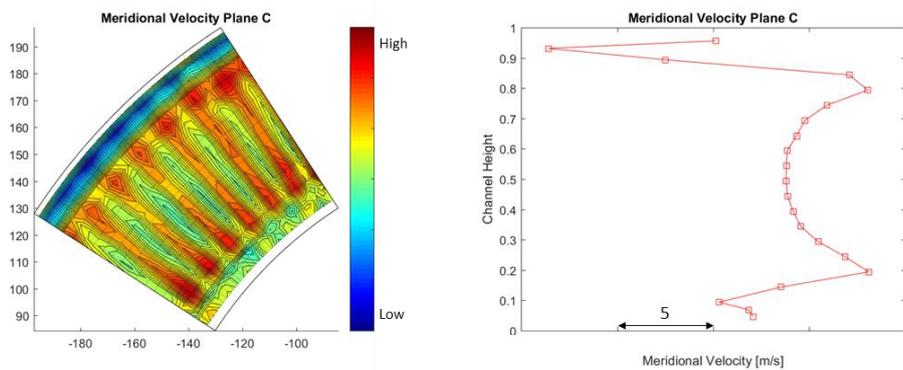


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Referenz

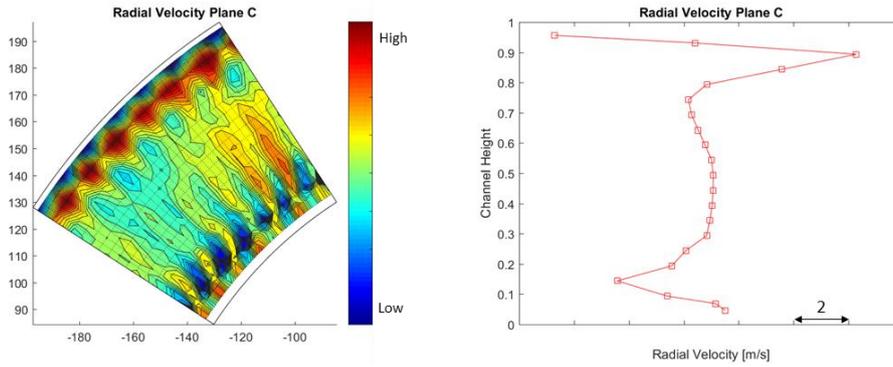


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene C, Off-Design, Referenz

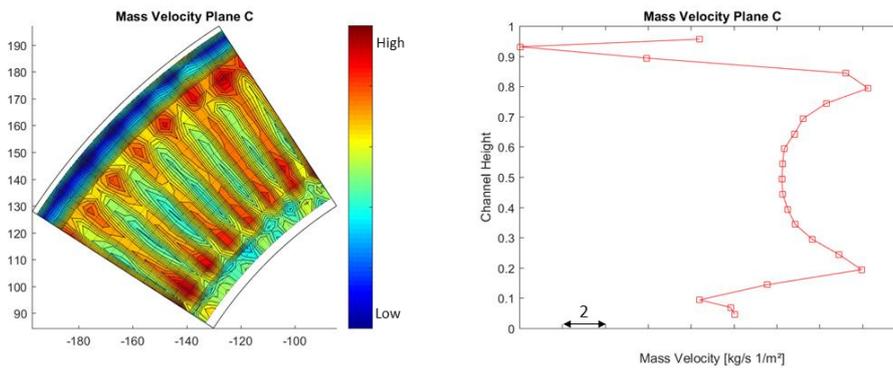


Abbildung: Massenstromdichte Ebene C, Off-Design, Referenz

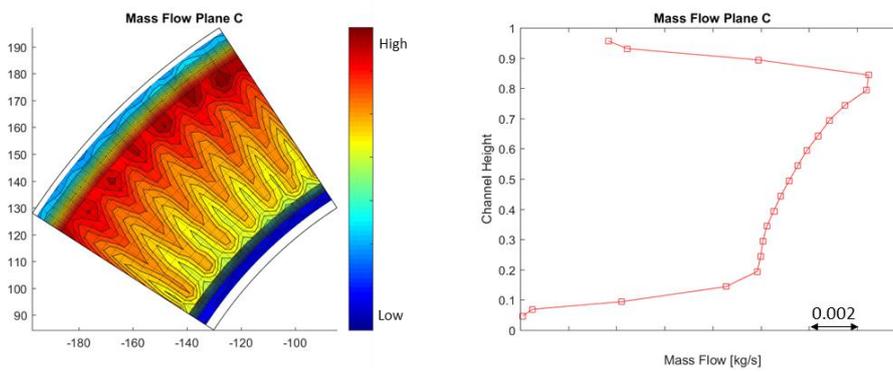


Abbildung: Massenstrom Ebene C, Off-Design, Referenz

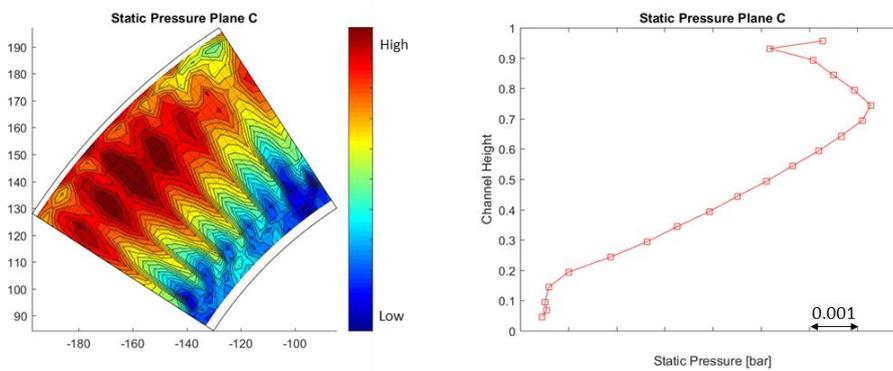


Abbildung: Statischer Druck Ebene C, Off-Design, Referenz

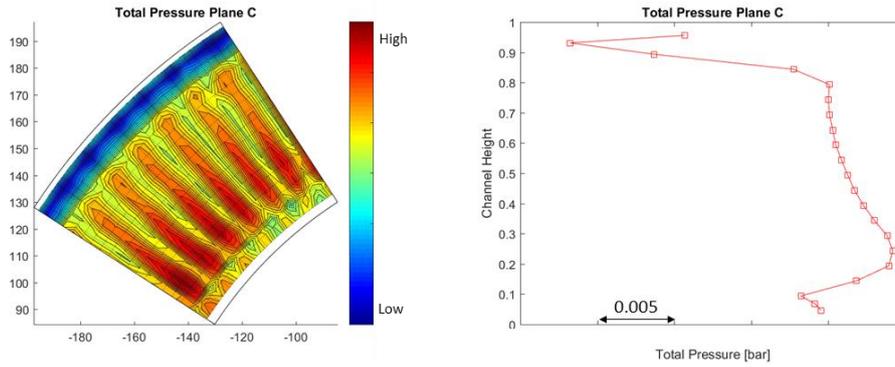


Abbildung: Totaldruck Ebene C, Off-Design, Referenz

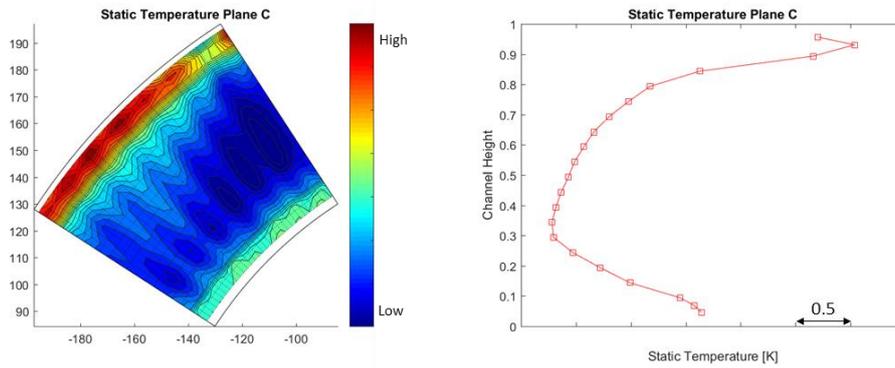


Abbildung: Statische Temperatur Ebene C, Off-Design, Referenz

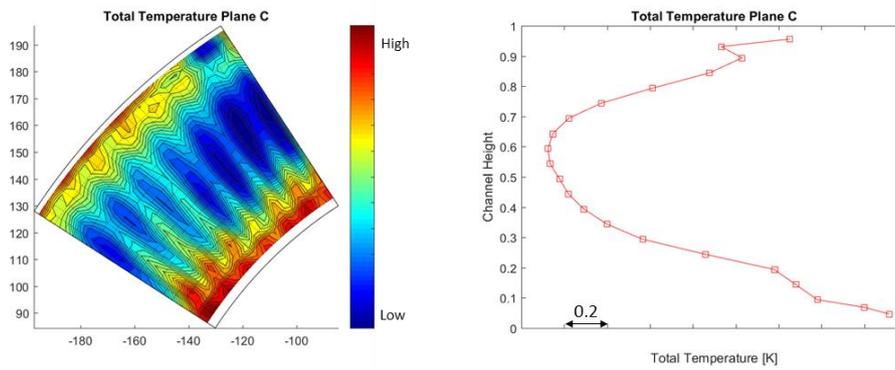


Abbildung: Totaltemperatur Ebene C, Off-Design, Referenz

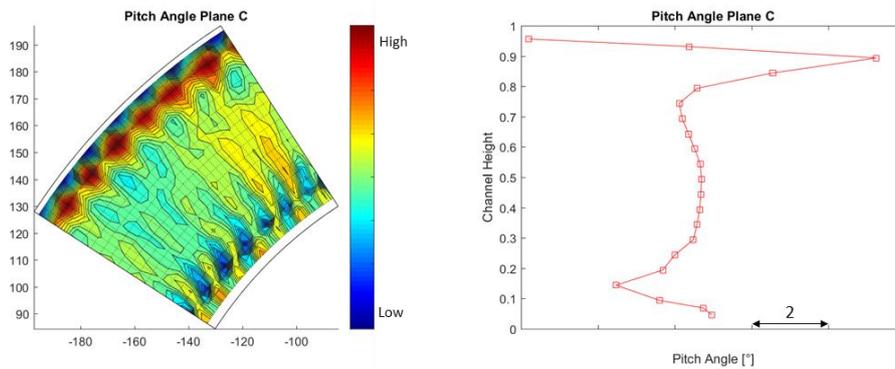


Abbildung: Pitch Winkel Ebene C, Off-Design, Referenz

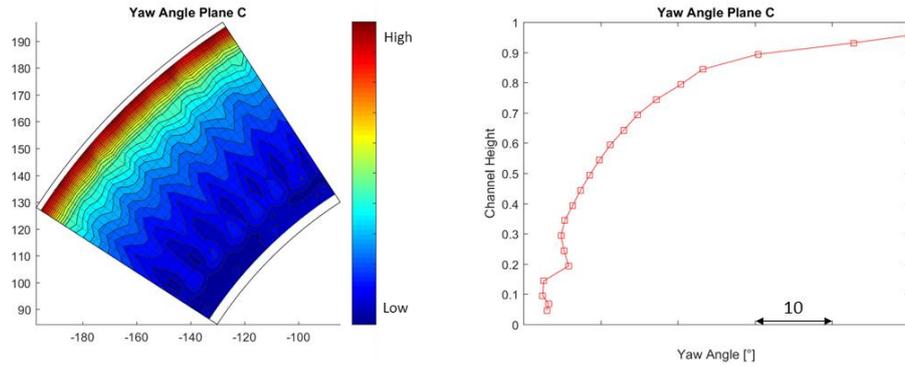


Abbildung: Yaw Winkel Ebene C, Off-Design, Referenz

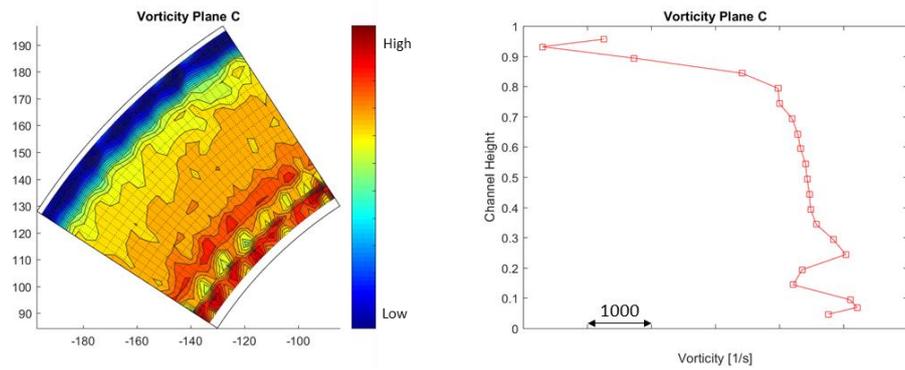


Abbildung: Verwirbelung Ebene C, Off-Design, Referenz

Off-Design - Ebene D Referenz

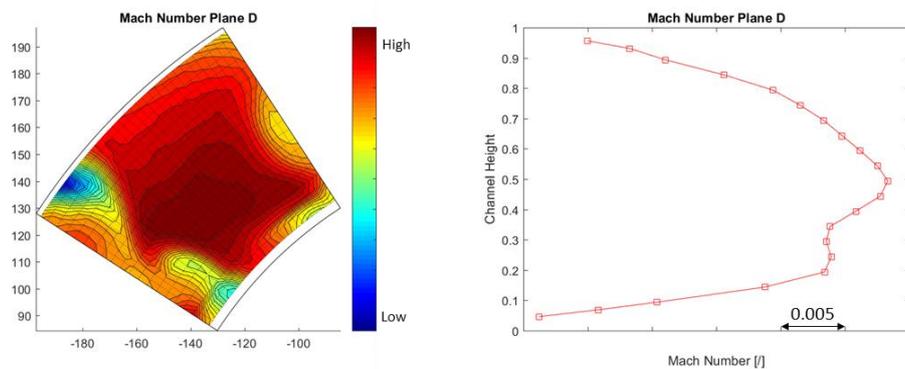


Abbildung: Machzahl Ebene D, Off-Design, Referenz

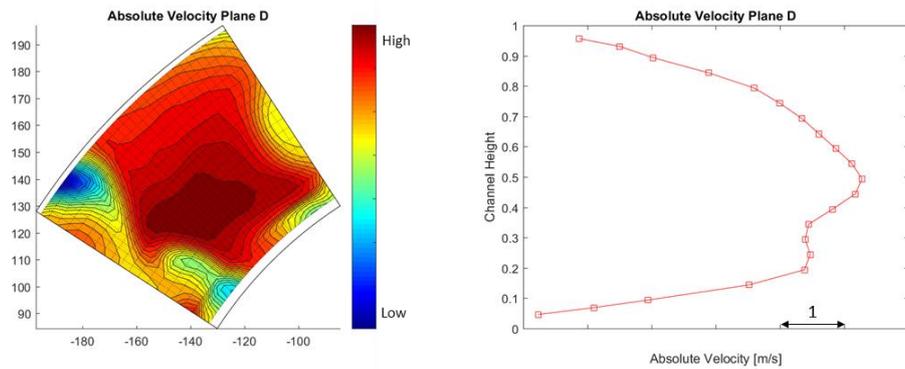


Abbildung: Absolutgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Referenz

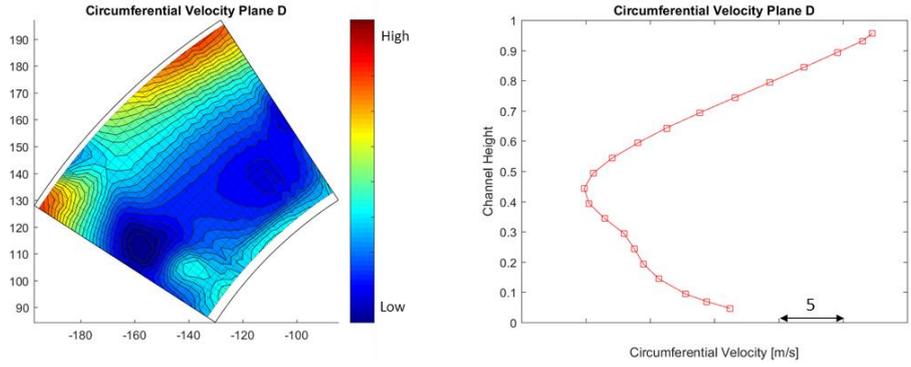


Abbildung: Umfangsgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Referenz

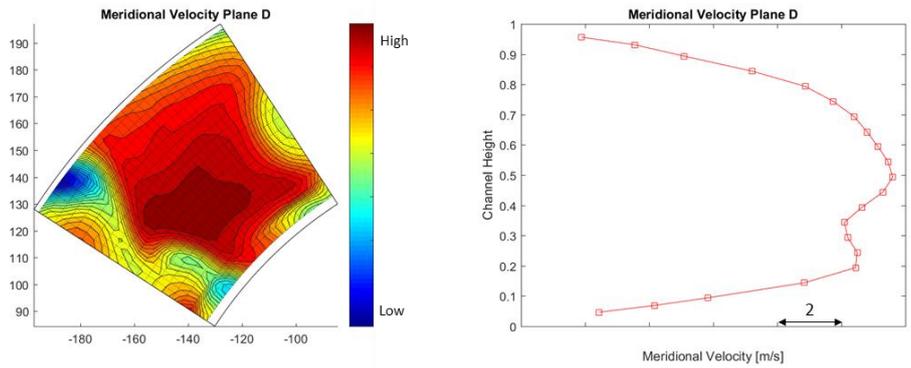


Abbildung: Meridionalgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Referenz

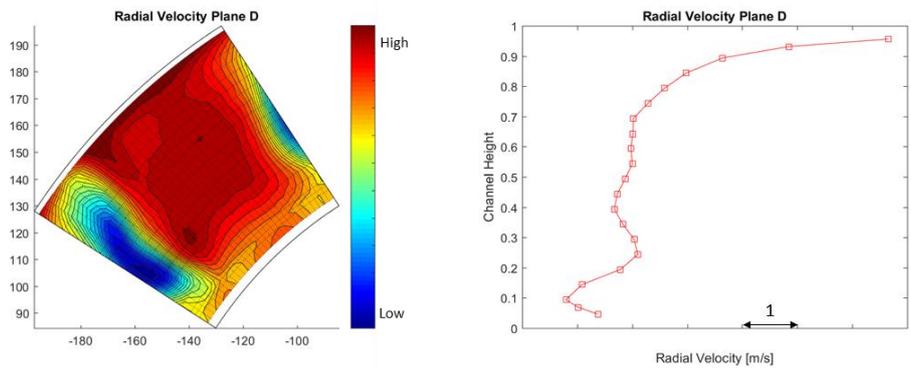


Abbildung: Radialgeschwindigkeit Ebene D, Off-Design, Referenz

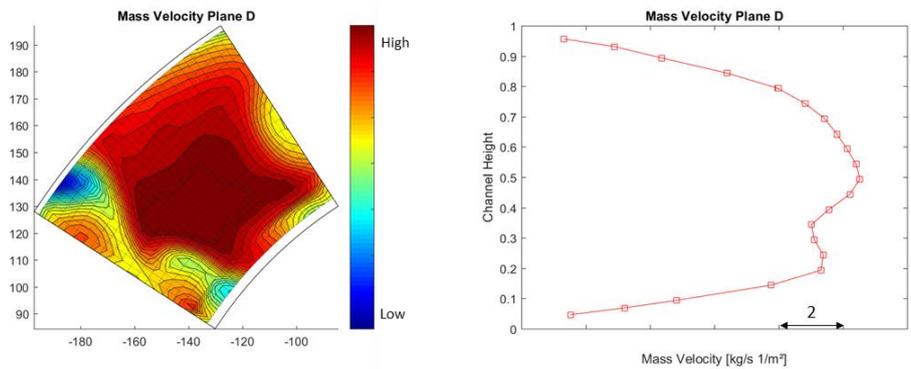


Abbildung: Massenstromdichte Ebene D, Off-Design, Referenz

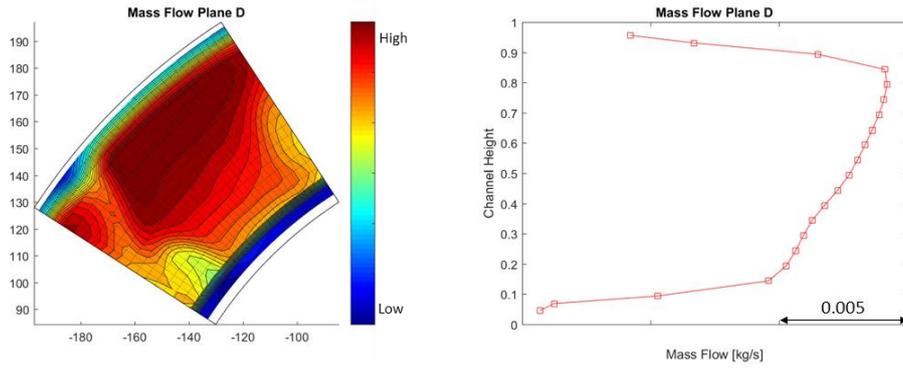


Abbildung: Massenstrom Ebene D, Off-Design, Referenz

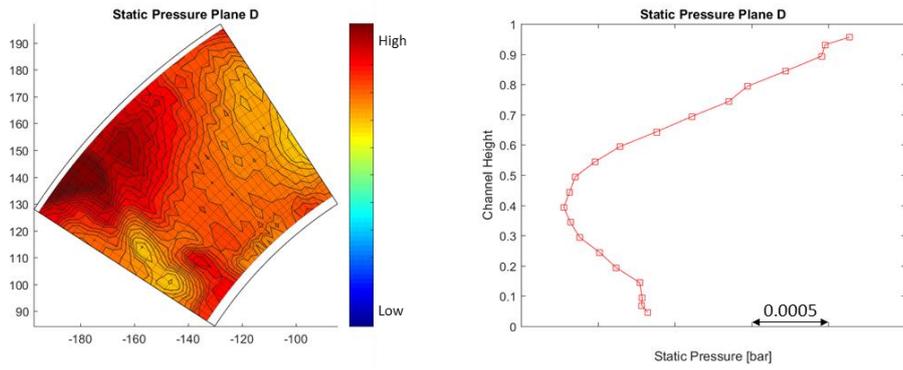


Abbildung: Statischer Druck Ebene D, Off-Design, Referenz

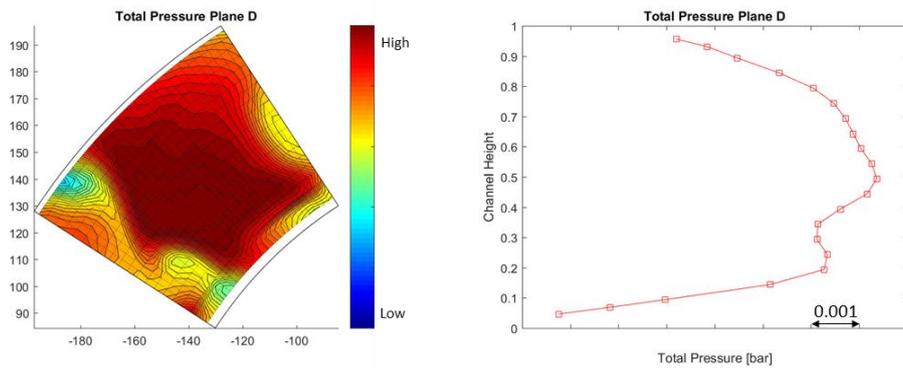


Abbildung: Totaldruck Ebene D, Off-Design, Referenz

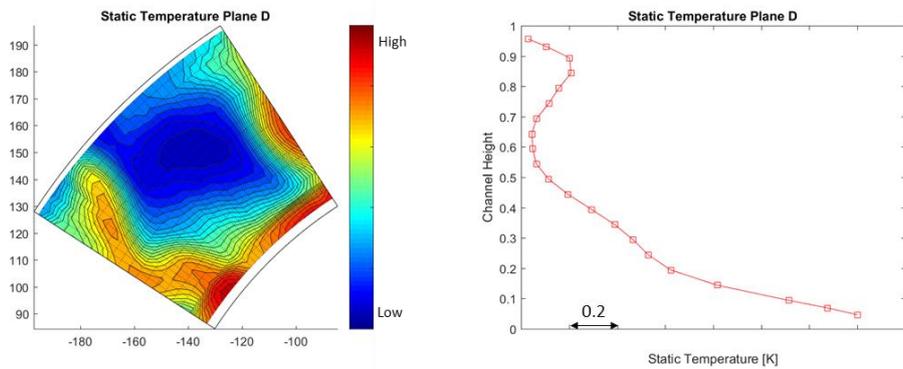


Abbildung: Statische Temperatur Ebene D, Off-Design, Referenz

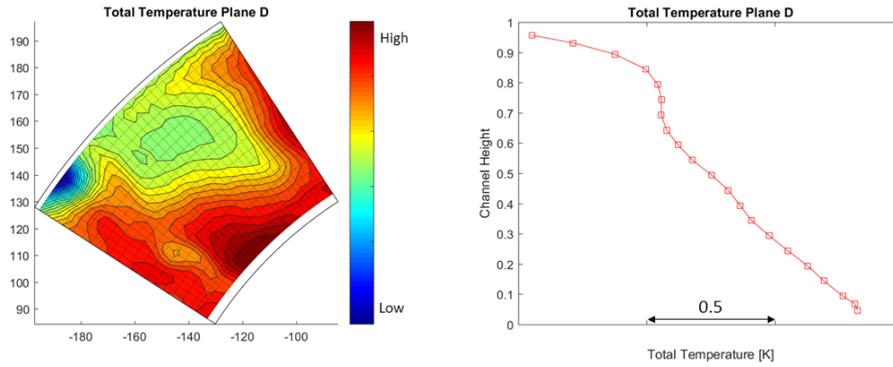


Abbildung: Totaltemperatur Ebene D, Off-Design, Referenz

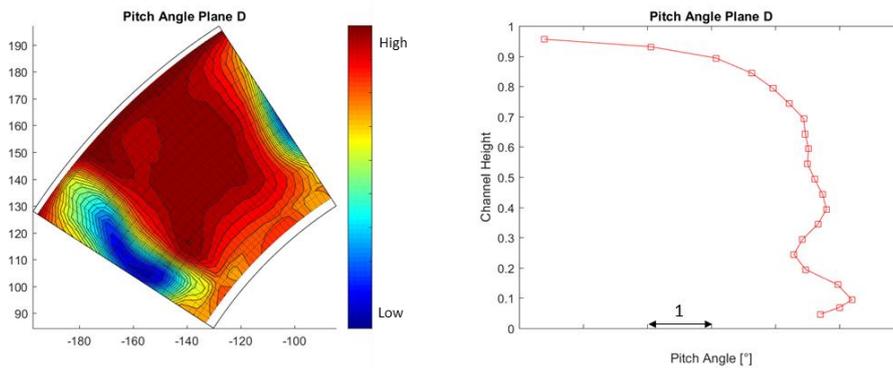


Abbildung: Pitch Winkel Ebene D, Off-Design, Referenz

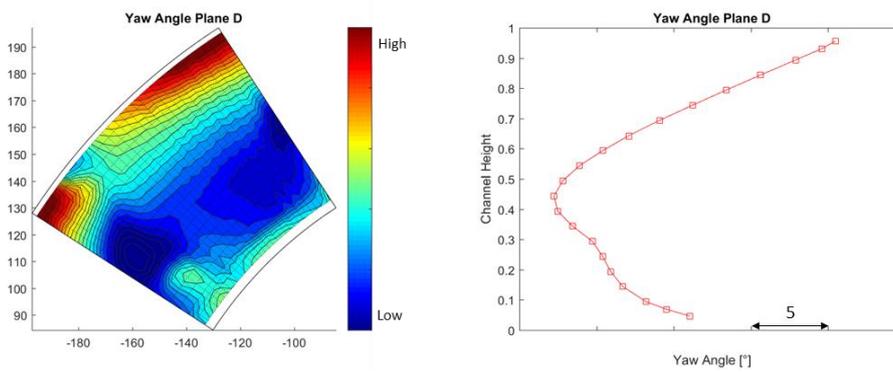


Abbildung: Yaw Winkel Ebene D, Off-Design, Referenz

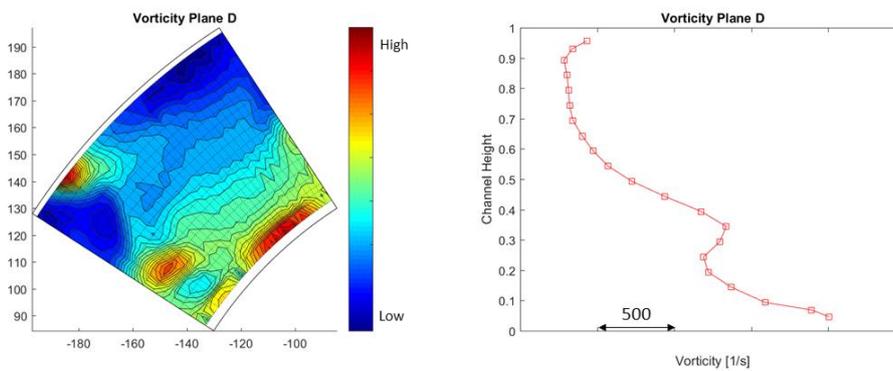


Abbildung: Verwirbelung Ebene D, Off-Design, Referenz