



Schwingungsanregung verschiedener Turbinenaustrittsgehäuse zukünftiger Flugtriebwerkskonzepte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

Dipl.-Ing. Florian Schönleitner

Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Begutachter

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger

Graz, August 2016

„Simplicity is the keynote of all true elegance“

Coco Chanel

Vorwort

Diese Dissertation ist der Abschluss einer langen Ausbildung verbunden mit harter Arbeit bei der mir sehr viele nette Menschen geholfen, mich motiviert und vor allem in allen Belangen unterstützt haben. Ihnen sei an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön ausgesprochen.

Besonders bedanken möchte ich mich an erster Stelle bei meinem Doktorvater, unserem Institutsvorstand Hrn. Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir. Die Rahmenbedingungen die Prof. Heitmeir am Institut schafft kann ich nur jedem Dissertanten wünschen. Sein persönlicher Zugang und Kompetenz waren ein großer Gewinn während der letzten Jahre für mich.

Gleichzeitig darf ich mich bei Hrn. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger bedanken, der sich zur Zweitbegutachtung meiner Arbeit bereit erklärt hat.

Ein sehr großer Dank gebührt Hrn. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn. Nicht nur, dass er durch das Ansuchen eines Projektes meine Dissertation überhaupt erst ermöglicht hat, stand mir Andreas zu jedem Zeitpunkt immer mit Rat und vor allem Tat zur Seite. Dein Fachwissen, Motivation und Leidenschaft sind vorbildlich. Vielen Dank Andy!

Allen Kollegen am Institut darf ich für das kollegiale und freundschaftliche Verhältnis mit vielen Erlebnissen und Diskussionen danken! Ebenso meinen Diplomanden, mit denen es eine Freude war zusammenzuarbeiten.

Ein sehr großes Dankeschön möchte ich unserem Hrn. Dr. techn. H. P. Pirker aussprechen. Abgesehen von seiner unendlichen Motivation und seiner Leidenschaft für unser Institut, hat er mir durch den nächtelangen Betrieb der Verdichteranlage die unzähligen Versuchsfahrten für meine experimentellen Untersuchungen ermöglicht. Dabei möchte ich mich auch gleich bei meinem Kollegen Dipl.-Ing. Dr. techn. Thorsten Selic bedanken, der mit unbezahlbarem Einsatz am Prüfstand und bei den Versuchsfahrten mir immer an der Seite gestanden ist.

Meinen Freunden und nahen Bekannten, sei es in Salzburg, in der Steiermark oder mittlerweile anderenorts, möchte ich pauschal ein großes Dankeschön aussprechen!

Meinem besten Freund Bernd möchte ich für seine unglaubliche Unterstützung, Motivation und Beistand in allen Lebenslagen danken.

Mein größter Dank gebührt meiner Familie. Mama und Papa, die mich immer moralisch und finanziell unterstützt haben und mir diesen Weg überhaupt ermöglicht haben. Meiner Schwester Barbara und Oma und Opa, die uns von klein auf unterstützt, gefördert und uns die Wichtigkeit einer soliden Ausbildung vorgelebt haben. Ein riesengroßes Dankeschön möchte ich dir Christina, meiner großen Liebe aussprechen, für dein Verständnis, deine Motivation, deine Energie, deinen Humor und deine positive Grundeinstellung, was alles so viel einfacher und mich glücklich macht. Vielen, vielen Dank, Merci, Euch sei diese Dissertation gewidmet.

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation 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 thesis.

Ort, Datum

Unterschrift

Kurzfassung

Das stetige Wachstum des Luftfahrtsektors stellt immer neue Herausforderungen im Hinblick auf Verbrauch, Schadstoff- und Lärmemissionen dar. Dies stellt vor allem die Triebwerkshersteller vor neue Aufgaben, welche bereits durch die extrem hohen Anforderungen in Bezug auf Ausfallsicherheiten konfrontiert sind. Nötige innovative Ansätze für Triebwerkskonzepte optimieren dabei nicht nur alt bewährte Komponenten, sondern können ebenso die gesamte Architektur ändern. Mögliche neue Triebwerkskonzepte mit z.B. integriertem Getriebe, wie jenes von Pratt & Whitney (PW1000G), ermöglichen neue Dimensionen in der Entwicklung. Im Vergleich zu älteren Konzepten spielt dabei auch die Niederdruckturbinen eine zentrale Rolle. Strukturelle wie auch aerodynamische Änderungen im Stufendesign der Niederdruckturbinen, führen zu geänderten Betriebsverhältnissen der Turbinenbeschaukelung, was natürlich in Bezug auf die Lebensdauer großen Einfluss haben kann.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen Untersuchung der Schwingungsanregung verschiedener Turbinenaustrittsgehäuse zukünftiger Triebwerkskonzepte in Bezug auf die Rotorbeschaukelung einer Niederdruckturbinenstufe. Experimentelle Messungen in einem rotierenden System unter triebwerksrelevanten Betriebsbedingungen stellen generell eine besondere Herausforderung dar. Im Zuge dieser Arbeit wurde ein Hochleistungsstelemetrysystem eingesetzt, welches in Echtzeit Daten aus der Maschine liefert. Daraus lassen sich im Detail Schwingungen und in weiterer Folge Ursachen der Schwingungsanregung bei vier unterschiedlichen Designs des Turbinenaustrittsgehäuses (Turbine Exit Casing, TEC) untersuchen. Neben der Stromaufwärtswirkung der TECs (Upstream Effect) werden ebenso der Stromabwärtsseffekt (Downstream Effect) und damit die Anregung durch den Stator untersucht. Die experimentellen Versuche wurden am STTF-AAAI (Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations) des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt. Die Schwingungsmessungen wie ergänzende Strömungsmessungen wurden in den zwei charakteristischen Betriebspunkten Approach (Landeanflug) und ADP (Aero Design Point, Reiseflug) durchgeführt. Um zusätzlich erstmalig Messungen in einem Resonanzpunkt des Rotors durchführen und präsentieren zu können wurde die Betriebsdrehzahl im Betriebspunkt ADP angepasst.

Diese Dissertation präsentiert und dokumentiert erfolgreich durchgeführte experimentelle Schwingungsmessungen und zeigt sowohl den Einfluss von stromaufwärts als auch von stromabwärts liegenden Turbinenkomponenten. Je nach Turbinenaustrittsgehäuse (unterschiedliche Schaufelanzahl) und Betriebspunkt zeigen sich Amplitudenerhöhungen bei einzelnen Moden von bis zu max. 160%. Durch die detaillierte Aufarbeitung der gemessenen Spektren können Aufschlüsse auf Basis einer Referenzkonfiguration gemacht werden. So zeigt sich etwa deutlich eine positive Wirkung eines Lean Designs sowohl in der Aerodynamik als auch in der Schwingungsanregung der Rotorbeschaukelung. Aerodynamische und akustische Optimierungen einhergehend mit erhöhten Schaufelzahlen der TECs zeigen durch ungünstig entstehende Interaktionsmoden deutlich schlechtere Eigenschaften als die Referenzkonfiguration. Eine weitere wichtige Erkenntnis aus der Analyse der Messungen und ergänzend durchgeführter numerischer Simulationen ist der Einfluss der Rotorscheibe. Scheibenschwingungen können je nach Betriebspunkt sogar dominant im Vergleich zu Schaufelschwingungen ausfallen, sind aber aufgrund ihrer Größenordnung ohnehin unbedingt zu berücksichtigen. Alles in allem, wird durch diese sehr aufwendige und umfangreiche Arbeit nicht nur eine Lücke in der Literatur geschlossen, sondern zudem eine komplett neuartige Datenbasis für zukünftige Entwicklungen geschaffen.

Abstract

The steady growth of the aviation sector always presents new challenges in terms of fuel consumption, emissions and noise. Especially manufacturers of aero engines are already confronted by extremely high requirements in terms of collateral failure. New innovative design concepts try to optimize established components as well as to redesign the whole engine architecture. Geared turbofans, as realized e.g. by Pratt & Whitney (PW1000G), enable new dimensions in the development for example. In these new concepts the low pressure turbine plays an important role. Changes of structural and aerodynamic requirements in the stage design of the low pressure turbine lead to changes of the operating conditions of the turbine blading and durability is influenced respectively.

This PhD thesis deals with the experimental study of vibrational excitation of different turbine exit casings of future engine concepts with respect to the rotor blading of a low pressure turbine stage. Experimental measurements in a rotating system under operating conditions are a particular challenge. Within the presented work a high performance telemetry system was operated to provide real-time data from the machine. Vibration excitation of the low pressure turbine rotor blading caused by four different designs of the turbine exit casing (TEC) was investigated in detail. In addition to the upstream effect of the TEC the downstream effect which is due to the stator was examined. The experimental measurements were carried out at the STTF-AAAI (subsonic test turbine facility for aerodynamic, acoustic and aeroelastic investigations) at the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics of Graz University of Technology. The blade vibration measurements followed by flow measurements were carried out at two engine relevant operating points approach and ADP (Aero Design Point, cruise). In order to perform and present measurement results at a resonance point of the rotor, the shaft speed of operating point ADP has been adjusted accordingly.

Therefore the thesis presents and reports results of experimental blade vibration measurements and shows the influence of upstream and downstream located turbine parts. Depending on the turbine exit casing (number of vanes vary) and operating point vibration amplitudes of specific modes can rise up to 160% in reference to the baseline design. Detailed analysis of the blade vibration spectrograms recorded at each TEC configuration were performed furthermore. The positive effect of a lean design can be clearly seen both in aerodynamics as well as in terms of blade vibration excitation. Aerodynamic and acoustic improvements as wanted with HTEC and inverse-cut-off TEC accompanied by an increased number of vanes of the TECs show unfavorable conditions due to resulting airfoil interaction modes compared to the reference TEC. Another important finding when analyzing the measurement results and additionally performed numerical simulations is the influence of the rotor disk. Disk vibrations can even turn dominant compared to blade vibrations depending on the operating point and have to be considered in any case. All in all a gap in the literature can be closed by this very complex and comprehensive thesis as well as a completely new data base for future developments can be provided.

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS.....	I
NOMENKLATUR.....	V
1 EINLEITUNG.....	1
1.1 MOTIVATION.....	2
1.2 AUFGABENSTELLUNG UND ZIELE.....	4
1.3 WORKFLOW.....	5
2 STAND DER TECHNIK.....	7
2.1 VERDICHTER.....	8
2.2 TURBINE.....	10
2.3 RESÜMEE.....	12
3 THEORETISCHE GRUNDLAGEN.....	13
3.1 AEROELASTIK.....	14
3.1.1 Klassifizierung.....	14
3.1.2 Mathematisches Ersatzmodell.....	15
3.1.3 Flattern.....	18
3.1.4 Forced Response.....	19
3.2 SCHWINGUNGSANREGUNG.....	21
3.2.1 Drehzahl (Engine Order = EO).....	21
3.2.2 Schaufelreihen Interaktionen.....	22
3.3 STRUKTURDYNAMIK.....	26
3.3.1 Beschaufelte Rotorscheiben.....	26
3.3.2 Schaufelschwingungen (Blade Modes).....	27
3.3.3 Scheibenschwingungen (Disk Modes).....	29
3.3.4 Schwingungsverhalten von rotierenden Strukturen.....	32
3.3.4.1 Campbell Diagramm.....	32
3.3.4.2 Interferenz Diagramm.....	33
3.4 MODALANALYSE.....	36
3.4.1 Experimentelle Modalanalyse.....	36
3.4.2 Numerische Modalanalyse.....	36
4 PRÜFSTAND UND MESSTECHNIK.....	37
4.1 VERDICHTERANLAGE.....	37
4.2 PRÜFSTANDSAUFBAU.....	38
4.3 NIEDERDRUCKTURBINE - STUFENKONFIGURATION.....	40
4.4 BETRIEBSPUNKTE.....	41
4.4.1 Betriebspunkt Landeanflug – Approach (Betriebspunkt 1).....	41
4.4.2 Aerodynamischer Betriebspunkt – ADP (Betriebspunkt 2).....	41
4.4.3 Betriebspunktdefinitionen am Prüfstand.....	42

4.5	AUSTRITTSGEHÄUSE (TURBINE EXIT CASING – TEC)	43
4.5.1	Referenzkonfiguration – Standard TEC	43
4.5.2	Akustisch optimiertes Austrittsgehäuse – Lean TEC	44
4.5.3	Aerodynamisch und akustisch optimiertes Austrittsgehäuse-Inverse-Cut-Off TEC	45
4.5.4	Aerodynamisch optimiertes Austrittsgehäuse – H-TEC	46
4.6	MESSTECHNIK	47
4.6.1	Betriebspunktüberwachung	47
4.6.2	Aerodynamik - 5-Loch-Sonde	48
4.6.2.1	5-Loch-Sonde	48
4.6.2.2	Datenevaluierung	49
4.6.2.3	Strömungswinkel	50
4.6.2.4	Messdatenmittelung	51
4.6.2.5	Messdatenerfassung und Messgenauigkeit	52
4.6.2.6	Messebene	52
4.6.2.7	Messsektor	53
4.6.3	Schaufelschwingungen - Telemetrie System	54
4.6.3.1	Dehnmessstreifen (DMS)	54
4.6.3.2	Sensortelemetrie	56
4.6.3.3	Instrumentierung	57
4.6.3.4	Messpositionen	59
4.6.3.5	Messdatenerfassung und Messgenauigkeit	60
5	SCHWINGUNGSANREGUNG	63
5.1	DOWNSTREAM AIRFOIL INTERACTION MODES	65
5.1.1	IGV – Rotor Interaktion	65
5.1.2	Stator – Rotor Interaktion	66
5.2	UPSTREAM AIRFOIL INTERACTION MODES	67
5.2.1	Rotor - TEGV Interaktion	67
5.2.1.1	Rotor - StandardTEC/LeanTEC Interaktionsmoden	68
5.2.1.2	Rotor - HTEC Interaktionsmoden	69
5.2.1.3	Rotor – Inverse-Cut-Off TEC Interaktionsmoden	70
6	ROTORCHARAKTERISIERUNG	71
6.1	ROTORGEOMETRIE	71
6.2	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	72
6.2.1	Versuchsaufbau Shaker Tests	72
6.2.2	Ergebnisse	73
6.2.3	Mistuning	75
6.3	NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN	77
6.3.1	Modellbildung	77
6.3.2	72S Modell des HSL-Rotors	78
6.4	CAMPBELL DIAGRAMM HSL-ROTOR	79
6.4.1	Campbell Diagramm - Rotorscheibe	81
6.4.2	Campbell Diagramm - Rotorscheufel	82
6.5	ZUSAMMENFASSUNG - MODENZUORDNUNG	83

7	DISKUSSION DER MESSERGESBNISSE	87
7.1	EINFÜHRUNG	88
7.1.1	Spektrum - Modenzuordnung.....	88
7.1.2	DMS Auswertung.....	89
7.2	AMPLITUDENGEWICHTUNG.....	90
7.3	ERGEBNISAUSWERTUNG UND DARSTELLUNG.....	91
7.4	ERGEBNISSE BETRIEBSPUNKT 1 - APPROACH (APP).....	92
7.4.1	Downstream Schwingungsanregung durch IGV und Stator Interaktion	92
7.4.2	StandardTEC - Schaufelschwingungsmessung	93
7.4.3	LeanTEC - Schaufelschwingungsmessung	95
7.4.4	HTEC - Schaufelschwingungsmessung	98
7.4.5	Inverse-Cut-Off TEC - Schaufelschwingungsmessung.....	100
7.4.6	Zusammenfassung Schwingungsmessung - TEC Vergleich	102
7.4.7	Aerodynamik – 5LS Messungen	105
7.4.7.1	Referenzmessungsergebnisse StandardTEC – Ebene C (Rotoraustritt)	105
7.4.7.2	Vergleich der Strömungseigenschaften/Betriebspunkteinstellung der unterschiedlichen TECs.....	108
7.4.7.3	Aufstauereffekt der TECs – Ebene C.....	109
7.5	ERGEBNISSE BETRIEBSPUNKT 2 – AERO DESIGN POINT (ADP)	110
7.5.1	Downstream Schwingungsanregung durch IGV und Stator Interaktion	110
7.5.2	Charakteristik der Scheibenschwingung	111
7.5.3	StandardTEC - Schaufelschwingungsmessung	112
7.5.4	LeanTEC - Schaufelschwingungsmessung	114
7.5.5	HTEC - Schaufelschwingungsmessung	116
7.5.6	Inverse-Cut-Off TEC - Schaufelschwingungsmessung.....	118
7.5.7	TEC Vergleich – Ranking	120
8	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	123
9	PUBLIKATIONEN	127
9.1	JOURNAL PUBLIKATIONEN	127
9.2	KONFERENZBEITRÄGE	128
	LITERATURVERZEICHNIS	131
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	137
	ANHANG	141

Nomenklatur

Abkürzungen/Akronyme

D	Downstream, Druckpunkt
S	Schwerpunkt
U	Upstream
BP	Betriebspunkt
CD	Campbell Diagramm
EF	Eigenfrequenz, Eigenform
EO	Engine Order
FE	Finite Elements
HF	Hochfrequenz
LP	Low Pressure
OP	Operating Point
NC	Nodal Circle
ND	Nodal Diameter
ADP	Aero Design Point
APP	Approach
BPF	Blade Passing Frequency (Blattfolgefrequenz)
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnmessstreifen
EGV	Exit Guide Vane
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transformation
FSI	Fluid Structure Interaction
HSL	High Stage Loading
IGV	Inlet Guide Vane
TEC	Turbine Exit Casing
BSSM	Berührungslose Schaufelschwingungsmessung
IPBA	Inter Blade Phase Angle
SAFE	Singh's Advanced Frequency Evaluation
TEGV	Turbine Exit Guide Vane
STTF – AAI	Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations
VITAL	EnVIronmenTALly Friendly Aero Engine
ZZENF	Zig-Zag-Shaped Excitation Lines in Nodal Diameters versus Frequency Diagram
5LS	Fünf-Loch-Sonde
1S, 3S, 5S, 72S	1-Schaufel Modell, 2-Schaufel Modell, 3-Schaufel Modell, 5-Schaufel Modell, 72-Schaufel Modell

Formelzeichen

m	Masse(nstrom), Umfangsmode, Interaktionsmode
d	Dämpfungskonstante
c	Federsteifigkeit, Absolutgeschwindigkeit
x	Weg
\dot{x}	Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung
F	Kraft
t	Zeit
p	Statischer Druck; Schalldruck
A	Fläche
U	Strömungsgeschwindigkeit, elektrische Spannung
f	Frequenz, Anregungsfrequenz, Abtastfrequenz
N	Engine Order, Schaufelzahl
n	Radialmode, Wellenzahl, Nodal Diameter, Harmonischer Index, Drehzahl
h	Harmonischer Index
k	Harmonischer Index, Parameter, Proportionalitätsfaktor
B	Blade
V	Vane
W	Widerstandsmoment
R	Radius, Gaskonstante, elektrischer Widerstand
T	Periodendauer, Statische Temperatur, Widerstand
r	Radius
M	Mach Zahl
l	Länge
A	Gesamtamplitude
a	Modeamplitude
[M]	Massenmatrix
[D]	Dämpfungsmatrix
[C]	Steifigkeitsmatrix
\underline{X}	Wegvektor
$\underline{\dot{X}}$	Geschwindigkeitsvektor
$\underline{\ddot{X}}$	Beschleunigungsvektor
Ma	Mach Zahl

Formelzeichen Griechisch

Σ	Summe
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit, Anregungsfrequenz
Ω	Drehzahl
θ	Umfangswinkel, Koordinate
λ	Wellenlänge
γ	Winkel, Pitch Angle
v	Ausbreitungsgeschwindigkeit
κ	Isentropenexponent
α	Yaw Angle
ε	Dehnung
ϕ	Gewichtungsfaktor

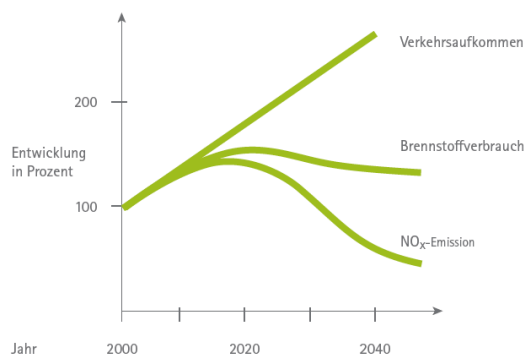
Indizes

i	Imaginäre Zahl
x	Koordinate, axiale Richtung
z	Koordinate
n	Wellenzahl, Nodal Diameter
t	Total
IN	Eintritt
OUT	Austritt
max	Maximum
t	Tangential
m	Meridian, Mittel
φ	Winkelkoordinate

1 Einleitung

Das Wachstum der Luftfahrtsbranche ist durch die zunehmende Globalisierung ungebrochen. Sowohl im Passagier- als auch im Frachtaufkommen werden in Europa Wachstumsraten von bis zu 5% in den nächsten 20 Jahren prognostiziert. Ein gleichzeitig steigendes Umweltbewusstsein führt zu immer strenger werdenden Regularien und politischen Auflagen zur Erfüllung von Klimaschutzzielen. So etwa definiert der Flightpath 2050 [1] eine drastische Emissionsreduktion. Wie in Abbildung 1 dargestellt, wird trotz eines stetig steigenden Verkehrsaufkommens eine deutliche Reduktion des Treibstoffverbrauches sowie der Schadstoff- und Lärmemissionen angestrebt.

Flightpath 2050



Geplante Emissionsreduktion:

- 75 % CO₂-Emission
- 90 % NO_x-Emission
- 65 % Lärm-Emission

Abbildung 1: Emissionsreduktion - Flightpath 2050 [1]

Neuartige Triebwerkstechnologien im Sinne des „more efficient aircraft“ und der Einsatz von innovativen Technologien in der Fertigung, bei Werkstoffen, Treibstoffen sowie allgemein in Forschung und Entwicklung eröffnen fortlaufend Reduktionspotentiale bzw. Effizienzsteigerungen. Unterschiedliche innovative Ansätze für Triebwerkskonzepte optimieren dabei nicht nur alt bewährte Komponenten, sondern ändern teilweise die gesamte Architektur.

So stellt etwa der erfolgreich absolvierte Erstflug eines innovativen Getriebefan-Triebwerkes von Pratt & Whitney am 16.09.2013 einen weiteren Meilenstein in der Triebwerksentwicklung dar. Das PW1000G zeigt durch ein erhöhtes Nebenstromverhältnis (Mantelstrom zu Kernstrom) von über 10, ein komplett neues Design im Bereich der Niederdruckturbine.

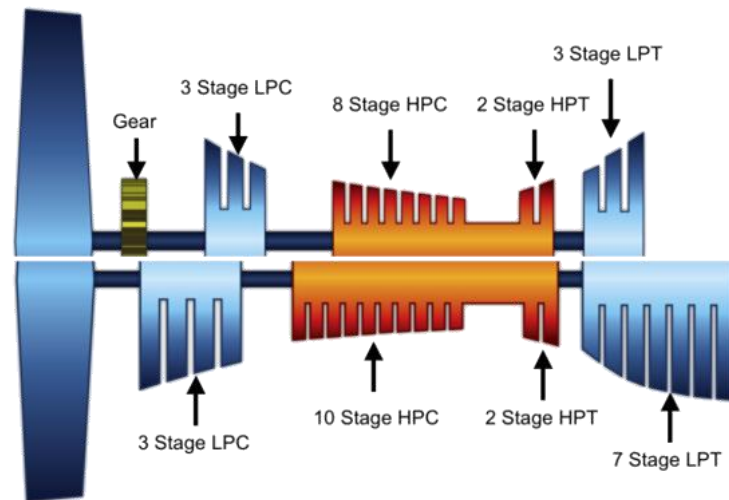


Abbildung 2: Triebwerksarchitektur; Getriebefan (oben) vs. konventionelles Triebwerk (unten) [2]

Diese neuartige Triebwerksarchitektur mit einem Planetengetriebe, welches den Fan von Verdichter und Turbine komplett entkoppelt, bringt neben akustischen Vorteilen eine deutliche Steigerung in Sachen Effizienz. Bis dato war die Effizienz der Niederdruckturbine immer durch den Fan bzw. den Niederdruckverdichter limitiert. Zudem waren hohe Strukturanforderung durch die Triebwerksaufhängung im Bereich des Austrittsgehäuses sowie der Aufnahme der Wellenlagerung vorgegeben. Die Effizienzsteigerung der Niederdruckturbine kann z.B. beim Getriebefan durch Drehzahlerhöhung erreicht werden, was mit einer kleineren Bauweise einhergeht. Gleichzeitig können Turbinenstufen eingespart oder durch Änderung der Triebwerksaufhängung optimiert werden. Das Optimierungspotential der Triebwerkskomponenten, nicht nur der Niederdruckturbine, im Vergleich zu einem konventionellen Triebwerk wird in Abbildung 2 klar ersichtlich. Dies spart vor allem deutlich Gewicht und senkt den Kraftstoffverbrauch.

1.1 Motivation

Neuartige Triebwerksarchitekturen wie etwa das PW1000G ermöglichen neben einer aerodynamischen Optimierung, speziell der Niederdruckstufen, eine Gewichtsreduktion der Komponenten durch Änderung der Triebwerksaufhängung und Lagerung der Antriebswelle. Somit entfällt für die Niederdruckturbine eine Reihe von strukturellen Anforderungen ebenso wie für das Austrittsgehäuse. Während des Design Prozesses ist generell ein ausgewogenes Verhältnis zwischen aerodynamischen und strukturellen Anforderung nötig. Man spricht in diesem Fall von einem ausgewogenen aeroelastischen Design. Werden nun sowohl das aerodynamische Design aufgrund der Stufenoptimierung wie auch das Strukturdesign aufgrund neuer Randbedingungen komplett überarbeitet, ergeben sich eine Vielzahl neuer Problemstellungen. Würde nun die Struktur wegen der geringeren Anforderungen als Folge des Wegfalles der Triebwerksaufhängung bis ins letzte Detail optimiert, hätte dies mit großer Wahrscheinlichkeit ein instabiles aeroelastisches Verhalten zur Folge. Die Schaufeln des Rotors würden durch die geänderte Aerodynamik verstärkt zu Schwingungen angeregt. Generell ist die Forschung im Bereich der Niederdruckturbine im Vergleich zu Hochdruck- bzw. Verdichtereinheiten ins Hintertreffen geraten. Neue Triebwerksarchitekturen mit geänderten Randbedingungen machen hier dringenden Aufholbedarf geltend, mit der Chance einer erheblichen Effizienzsteigerung nicht nur der Niederdruckturbine sondern des gesamten Triebwerks.

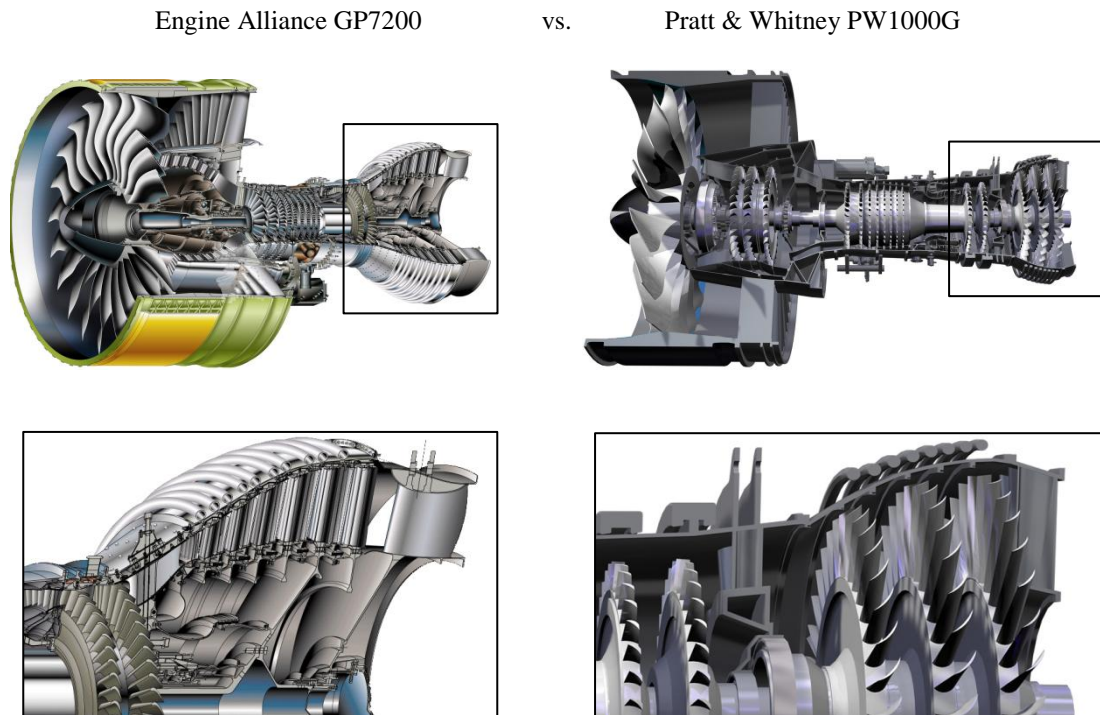


Abbildung 3: Niederdruckturbinendesign; Konventionelles Design (GP7200 links [3]) und Getriebefan (PW1000G rechts [4])

Wie in Abbildung 3 dargestellt, wandert die Triebwerksaufhängung beim Getriebefan (rechts) nach vorne zwischen Hochdruck- und Niederdruckturbinen. Im Vergleich dazu muss bis dato bei konventionellen Triebwerken, wie z.B. dem GP7200 der Engine Alliance, das Austrittsgehäuse diese übernehmen. Außerdem befindet sich die Lagerung der Rotorwelle im Design der Niederdruckturbinen. Auch diese befindet sich beim PW1000G im Bereich der Triebwerksaufhängung, noch vor der Niederdruckturbinen. Weiters ist die reduzierte Stufenanzahl beim Getriebefan deutlich zu erkennen.

Um eine Optimierung von bestehenden Designs durchführen zu können, sind die genaue Kenntnis und ein gesamtheitliches Verständnis des aeroelastischen Designs nötig. Durch die Strömung bedingt kommt es zu Rotor-Stator-Interaktionen die eine Schwingungsanregung der Rotorbeschaufelung zur Folge haben. Bei optimierten Designs ist diese nicht nur vom Rotor-Stator-Abstand sondern auch von Schaufelzahlen abhängig. Da die gesamte Struktur aufgrund des Entfallens der mechanischen Anforderungen der Triebwerksaufhängung optimiert werden kann, ergeben sich völlig neue strukturdynamische Anforderungen. Zukünftige Entwicklungen gehen zudem in Richtung einer Optimierung des Austrittsgehäuses, das nun weder die Triebwerksaufhängung noch die Rotorwellenlagerung übernehmen muss, welches hinsichtlich akustischen und aerodynamischen Randbedingungen weiterentwickelt wird.

Betrachtet man die Auswirkungen auf die Rotorbeschaufelung, so ergeben sich aufgrund einer Vielzahl von Einflussparametern, wie der Rotor-Stator-Abstand, Schaufelgeometrien, Schaufelzahlen von Rotor-Stator-Austrittsgehäuse oder das Design des Austrittsgehäuses an sich, unterschiedlichste Schwingungsanregungsmechanismen. Die genaue Kenntnis darüber ist aus Gründen der Betriebssicherheit unerlässlich. Erhöhte Schwingungen mit hohen Frequenzen können die Lebensdauer drastisch senken, was auch in Punkto Wirtschaftlichkeit seine Nachteile zieht.

1.2 Aufgabenstellung und Ziele

Am subsonischen Turbinenprüfstand für aerodynamische, akustische und aeroelastische Untersuchungen (STTF-AAAI) des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz soll im Zuge dieser Arbeit der Einfluss des Turbinenausstrittsgehäuses (Turbine Exit Casing = TEC) auf die Schwingungsanregung bzw. das Schwingungsverhalten der Rotorbeschaufelung untersucht werden.

Experimentelle Schaufelschwingungsmessungen zählen zu einer großen Herausforderung im Bereich der rotierenden Maschinen. Unabhängig davon ob für Industrieanwendung oder Forschung und Entwicklung sind derartige Messungen mit immens hohem technischem und finanziellem Aufwand verbunden. Daher sind experimentell verfügbare Daten in rotierenden Systemen unter realistischen Betriebsbedingungen sehr rar. Speziell im Bereich der Niederdruckturbinenforschung für Flugzeugtriebwerke gibt es keine offenen Daten unter betriebsrelevanten Bedingungen. In manchen Literaturstellen finden sich vereinfachte Untersuchungen in Kaskaden.

Zur experimentellen Schaufelschwingungsmessung wird im Zuge dieser Arbeit ein hochleistungsfähiges Sensortelemetriesystem zur Echtzeitaufzeichnung der Daten eingesetzt. Die Schwingungsmessungen erfolgen über applizierte Dehnmessstreifen, welche ebenfalls hohen Anforderungen im Hinblick auf Temperaturen, Drehzahlen, etc. genügen müssen.

Die Rotorbeschaufelung des Niederdruckturbinenrotors am Prüfstand wird einerseits von den stromaufwärts liegenden Statorschaufeln und andererseits von den stromabwärts liegenden Schaufeln des Austrittsgehäuses zu Schwingungen angeregt. Um beide Effekte validieren zu können, werden zwei unterschiedliche Betriebspunkte, welche jenen in einem modernen Triebwerk entsprechen, definiert.

Im Zuge dieser Arbeit wird das Schwingungsverhalten der Rotorbeschaufelung bei vier unterschiedlichen TECs untersucht. Ausgehend von einer Referenzkonfiguration, die jener einer kommerziellen Ausführung gleicht, wurden die im TEC befindlichen Schaufeln (Exit Guide Vanes = EGV) aerodynamisch und/oder akustisch optimiert, da neben der gewünschten Effizienzsteigerung auch die Minimierung von Lärmemissionen gefordert ist. Somit werden sowohl ein aus aerodynamischen Gesichtspunkten optimiertes, ein akustisch optimiertes als auch ein aerodynamisch- und akustisch optimiertes TEC untersucht.

Hauptziel dieser Arbeit ist, neben der Einführung einer experimentellen Messtechnik, die Evaluierung von Parametern, die das Schwingungsverhalten der Rotorbeschaufelung beeinflussen. Der qualitative und quantitative Nachweis der stromaufwärts Wirkung (Upstream Effect) des Turbinenausstrittsgehäuses steht dabei im Mittelpunkt.

Um mögliche Ursachen validieren zu können, wird neben einer Vielzahl von numerischen Untersuchungen (Strukturmechanik) das Strömungsfeld der jeweiligen Konfiguration mit einer traversierbaren 5-Loch-Sonde in der Ebene zwischen Rotor und Austrittsgehäuse vermessen.

Die Untersuchungen in dieser Arbeit dienen einerseits dem Verständnis von Anregungsmechanismen sowie Einflüssen auf die Struktureigenschaften der Rotorbeschaufelung und bilden in weiterer Folge die Basis zur Designbeurteilung. Im Hinblick auf eine betriebssichere Auslegung ist dies unerlässlich, da ungünstige Betriebszustände zu einer deutlichen Reduzierung der Lebensdauer führen können. Dies unterstützt somit die Auslegung eines effizienten, sicheren und komfortorientierten (da dadurch natürlich auch die Akustik begünstigt wird) Lufttransportsystems.

Die vorliegende Arbeit liefert eine komplett neuartige Datenbasis, die ferner zur Validierung und Kalibrierung von innovativen numerischen Modellen eingesetzt werden kann.

1.3 Workflow

Für das Ziel der experimentellen Schaufelschwingungsmessung sind die Kenntnis und das Verständnis zahlreicher Phänomene und Eigenschaften in verschiedensten technischen Disziplinen notwendig. Um einen besseren Überblick über den Umfang, Aufwand sowie einen groben Leitfaden durch die vorliegende Arbeit zu erhalten ist in Abbildung 4 der notwendige Workflow grafisch aufbereitet.

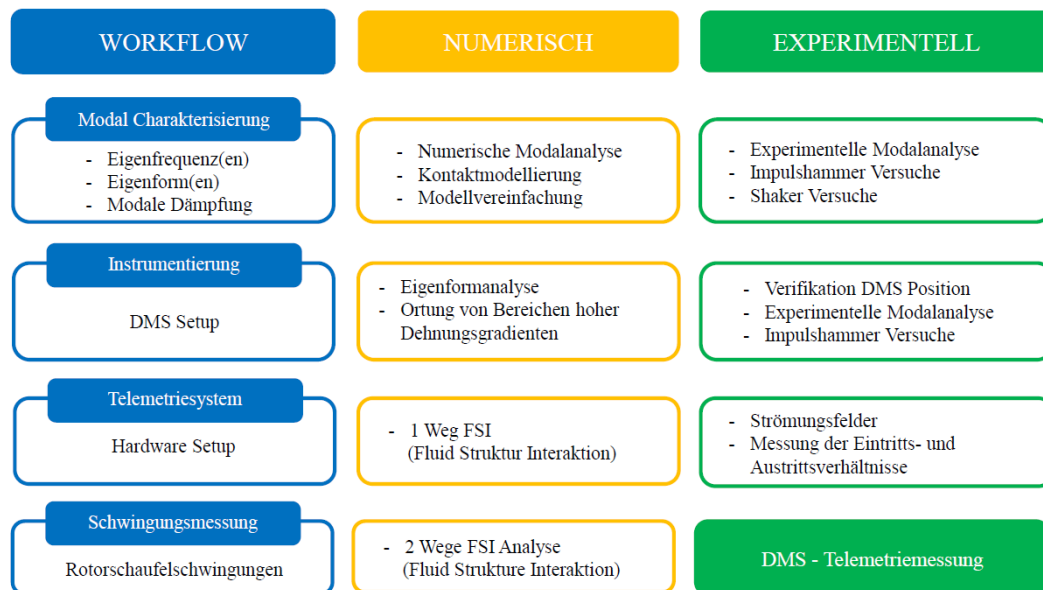


Abbildung 4: Workflow - Experimentelle Schaufelschwingungsmessung

Der Workflow kann wie unter Abbildung 4 gezeigt von oben nach unten in erforderlichen Arbeitsschritten gelesen werden. Von links nach rechts sind die dafür benötigten numerischen und experimentellen Methoden aufgelistet.

Ziel der Arbeit ist die experimentelle Schaufelschwingungsmessung der Rotorschaukeln eines Niederdruckturbinenrotors mit Dehnmessstreifen und Telemetriesystem. Die Schwingungsmessungen am Prüfstandsrotor werden bei unterschiedlichen Konfigurationen des Turbinenaustrittsgehäuses durchgeführt. Die neu gewonnen Daten bieten eine Basis zur Validierung und Kalibrierung von numerischen Berechnungstools. So können die experimentellen Schwingungsdaten etwa mit den Ergebnissen einer 2-Wege Fluid-Struktur-Analyse (FSI) abgeglichen werden.

Für die Schaufelschwingungsmessung wurde im Zuge der Arbeit ein Telemetriesystem mitentwickelt. Die technische Spezifikation für das Hardwaresetup unter anderem mit einer 1-Wege FSI unterstützt erstellt. Dabei wurden experimentelle Messdaten der Strömungsfelder als Ein- und Austrittsrandbedingung im CFD Modell definiert. Somit waren eine erste Abschätzung der zu erwartenden Schaufelverformungen und die Auswahl der elektronischen Bauteile wie z.B. Widerstände, etc. möglich. Dies waren sehr wichtige Schritte um ein qualitativ hochwertiges Signal mit möglichst geringem Rauschniveau zu erhalten. Detaillierte Information dazu finden sich in Schönleitner et al. [5, 6].

Neben dem Hardware Setup ist das DMS Setup bei der Instrumentierung für die Qualität der Ergebnisse von entscheidender Bedeutung. Numerische Modalanalysen zeigten die Bereiche hoher Spannungs- und Dehnungsgradienten. Demnach können die DMS Positionen an der Schaufeloberfläche definiert werden. Die Applikation wurde experimentell in mehreren Impulshammer Versuchen verifiziert.

Die Basis für alle Untersuchungen, die Beurteilungsgrundlage von Schwingungen in weiterer Folge und erster Schritt des Workflows, sind die Kenntnisse der modalen Eigenschaften der Struktur. Eigenfrequenzen und Eigenformen können mit Hilfe verschiedenster experimenteller Methoden ermittelt werden. Die Charakterisierung des Prüfstandsrotors, wie in Kapitel 6 genau beschrieben wird, erfolgte in einer Reihe von Shaker und Impulshammer Versuchen.

Die experimentellen Daten können überdies mit numerischen Modalanalysen verglichen werden. In unterschiedlichen Studien, wurde sowohl auf die korrekte Kontaktmodellierung als auch auf mögliche Modellvereinfachungen (Submodellierung) Wert gelegt. Dies ist dahingehend wichtig, als dass weiterführende Studien wie die 1- und 2-Wege FSI Analyse hohe Ressourcenanforderungen stellen.

2 Stand der Technik

Das Problem der Schwingungsanregung beschäftigt Ingenieure und Forscher gleichermaßen weltweit seit vielen Jahrzehnten in allen Gebieten der Technik. Ungünstige Verhältnisse können im schlimmsten Fall katastrophale Folgen für die jeweilige Struktur bzw. in weiterer Folge auch für den Menschen haben. Ein spektakuläres Beispiel hierfür ist der Einsturz der Tacoma Narrow Bridge am 07. November 1940, welcher sich auf aerodynamischer Schwingungsanregung durch starke Winde zurückführen lässt. Natürlich ist auch der Turbomaschinenbau von Beginn an mit der Schwingungsthematik und seinen Folgen konfrontiert. Die Forschung, speziell im experimentellen Bereich, ist hier seit Anfang der 1960er sehr stark auf die Verdichterentwicklung (Radial- und Axialverdichter) fokussiert. Im Triebwerksbau existiert zudem eine Vielzahl an Publikationen im Bereich des Fans. Speziell im Bereich der Niederdruckturbinen sind Publikationen wie experimentelle Untersuchungen sehr schwer zu finden bzw. existieren zu bestimmten Themenschwerpunkten nicht.

Generell stellt die experimentelle Forschung im Turbomaschinenbereich eine große Herausforderung dar. Neben einem hohen finanziellen wie technischen Aufwand für Prüfstands Aufbau und Betrieb, sind erschwerte Randbedingungen durch hohe Drehzahlen, Temperaturen, Drücke, Strömungsgeschwindigkeiten, etc. zu berücksichtigen. Schaufelschwingungsmessungen von rotierenden Maschinen sind dabei eine besondere Herausforderung. Optische Messtechniken, wie z.B. das Tip Timing, sind mittlerweile eine technisch etablierte Möglichkeit zur Schwingungsmessung und Überwachung, allerdings dabei nur eine indirekte Messmethode.

Um die direkte Schwingungsantwort eines Systems zu messen, eignen sich bereits seit den frühen 1950er Jahren Dehnmessstreifen. Im Turbomaschinenbau ist die Applikation der Dehnmessstreifen aufgrund erschwelter Betriebsbedingungen wie die Signalübertragung problematisch. In der Verdichterbereich wurden etwa Systeme mit Schleifringübertragung eingesetzt, allerdings mit der Prämisse eines hohen Rauschlevels des Signals. Telemetriesysteme sind bis dato aufgrund der hohen technischen Anforderungen (Abtastrate, Übertragungsrate, etc.) und dem finanziellen Aufwand, wenn überhaupt, nur sehr vereinfacht in Anwendung (Limitierte Onboard Speicher, etc.).

Aufgrund der limitierten Anzahl an Publikationen experimenteller Untersuchungen im Niederdruckturbinenbereich wird in diesem Kapitel ein genereller Überblick über den derzeitigen Stand der Schwingungsforschung im Bereich der Turbomaschinen gegeben. Dies beinhaltet sowohl experimentelle als auch numerische oder analytische Arbeiten zur Schwingungsanregung, wie auch der Prognose vom Schwingungsverhalten von Verdichtern und Turbinen. Zur besseren Übersicht wird das Kapitel in verdichter- und turbinenspezifische Untersuchungen unterteilt.

2.1 Verdichter

Mayorca [7] entwickelte in ihrer Dissertation ein numerisches Tool zu Analyse und Vorhersage von Forced Response und aerodynamischer Dämpfung, angewendet auf eine konventionelle Verdichterbeschaufelung. Sie berücksichtigt dabei auch eine vorhandene Schaufelverstimmung (Mistuning) und vergleicht ihre Ergebnisse mit experimentellen Messungen. Die Ergebnisse hängen dabei sehr stark von der Qualität des Mappings zwischen CFD und FE sowie den Modellvereinfachungen ab. Die Unterschiede der aerodynamischen Dämpfung im Vergleich zur experimentellen Messung mittels Tip Timing System betragen dabei zwischen 40% und 90%.

Carstens und Belz [8] präsentieren eine Technik zur Analyse des aeroelastischen Verhaltens im Zeitbereich. Aufgrund starker Ablösung oder oszillierender Stöße zeigt die Fluid-Struktur-Interaktion ein stark nicht-lineares Verhalten. Dies ist speziell für transsonische Strömungen interessant, da der Unterschied für subsonische Strömungen vernachlässigbar klein für Zeit- und Frequenz arbeitende Algorithmen ist. Es wird erfolgreich demonstriert, dass die Anwendung einer Zeitbereichsmethode signifikante Unterschiede der aeroelastischen Eigenschaften sowie eine Verschiebung von Stabilitätsgrenzen zeigt.

Im und Zha [9] untersuchen numerisch den Einfluss eines unterschiedlichen Rotorspaltes auf die Schwingung einer Verdichterschaukel. Je nach Größe des Rotorspaltes ändern sich sowohl die Frequenz als auch sehr stark die Schwingungsamplituden. Die Autoren resümieren eine Abnahme der Amplitude mit kleiner werdendem Rotorspalt und schließen als Ursache akustische Resonanz aus. Durch den vergrößerten Spalt entsteht gemäß ihrer Simulation ein Tornado-artiger Nachlauf des Tip Leakage, welcher die nachfolgende Schaufel sehr stark zu Schwingungen anregt.

Willcox et al. [10] untersuchten die Anwendung eines Reduced Order Modells auf ein aeroelastisches Modell eines Verdichters. Speziell die Anwendung auf verstimmt Schaufelmodelle zeigte deutliche Vorteile gegenüber traditionellen Methoden. Die Arbeit ist allerdings stark auf ein Struktur-Mistuning fokussiert, wobei ein Aerodynamisches-Mistuning real sehr wichtig ist. Dies sowie geometrische Abweichungen zwischen den Schaufeln bleiben unberücksichtigt.

Schönenborn et al. [11] führten experimentelle und analytische Untersuchungen zum Überhöhungsfaktor aufgrund des Mistunings eines Verdichterslauftrades am rotierende Prüfstand durch. Der Überhöhungsfaktor konnte mit Hilfe des Tip Timing Systems für jede Schaufel und in mehreren Betriebspunkten für jede Resonanz gefunden werden. Zudem werden die Messergebnisse mit einem FEM Modell verglichen.

Mistuning kann je nach Ausprägung einen großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben. Dazu führten *Beirou und Kühhorn [12]* umfangreiche Untersuchungen an einer realen Verdichterstufe durch. Sie analysierten mit Hilfe einer FSI welchen Einfluss variierendes Mistuning und die Modellierung von Umströmungseinflüssen auf die Vorhersage von erzwungenen Schwingungsantworten hat. Je nach Berücksichtigung des Umströmungseinflusses, der Auswirkung auf die aerodynamische Dämpfung hat, zeigen sich teils starke Überhöhungsfaktoren im Vergleich zu einem idealen (tuned) Design.

Klauke [13] verfasste seine Dissertation ebenfalls zum Thema von Schaufelschwingungen integraler Verdichterräder unter Berücksichtigung von Mistuning. In numerischen und experimentellen Studien wies er neben dem Mistuning, die anfachende Erregerordnung sowie die Dämpfung des Systems als dominante Einflussfaktoren auf den Überhöhungsfaktor nach.

Zielinski und Ziller [14] stellten einen neuen Ansatz zur experimentellen Schaufelschwingungsmessung vor. Die „Berührungslose Schaufelschwingungsmessung“ (BSSM) kommt im Gegensatz zu Dehnmessstreifen ohne physischen Kontakt mit den Schaufeln aus. Es handelt sich dabei um ein kapazitives System welches an einem Verdichter validiert wurde. Mehrere Sonden werden am Umfang des Gehäuses verteilt. Jedes Mal wenn eine Schaufel an einer Sonde vorbeiläuft entsteht ein Signal. Bei Schaufelschwingungen kommen diese je nach Auslenkung etwas früher oder später an der Sonde vorbei. Im Vergleich zu Telemetriesystemen mit Dehnmessstreifen ist diese indirekte Schwingungsmesstechnik natürlich weniger aufwändig, jedoch langwieriger und teurer.

Kharyton und Bladh [15] stellten einen Vergleich zwischen einer Tip Timing Messung und einer Schwingungsmessung mit Dehnmessstreifen an einem Verdichterrad an. Da man über den Dehnmessstreifen die direkte Antwort von der Struktur erhält, ist dies zum Abgleich eines Tip Timing Systems wenn möglich unbedingt zu Empfehlen. Das Tip Timing System zeigt seine Vorteile, durch direkte Erfassung aller Schaufeln (meistens werden nicht alle Schaufeln mit DMS appliziert) und in der Visualisierung.

Holzinger et al. [16, 17] führten umfangreiche und aufwendige experimentelle Untersuchungen an einem transsonischen Verdichter durch. Mit Dehnmessstreifen als auch einem Tip Timing sowie instationären Druckaufnehmern gelangen ihnen Phänomene wie rotierende Instabilitäten, Flattern oder akustische Resonanz Messtechnisch nachzuweisen. Laut Holzinger et al. [16] konnten ferner numerische Vorhersagen von Projektpartnern bestätigt werden.

Chenaux und Grüber [18] führten eine numerische Studie auf Basis eines transsonischen Verdichters durch, womit Flutter-Phänomene besser vorhergesagt werden sollten. Ihre Ergebnisse dienen einerseits zur Charakterisierung der Ringgitterkaskade in der parallel dazu experimentelle Untersuchungen durchgeführt wurden, und andererseits um die Simulationstechnik und deren Qualität zu verbessern. Die teilweise auch instationären Berechnungen wurden für verschiedene Netzqualitäten durchgeführt.

Die experimentellen Untersuchungen dazu wurden von *Chenaux und Zanker [19]* publiziert. Für subsonische wie auch transsonische Strömungsbedingungen in der Ringgitterkaskade, wurden stationäre und instationäre Druckmessungen an den Schaufeln durchgeführt. Auf Basis dieser, wurden globale Schaufeldämpfungen wie auch Arbeitskoeffizienten bestimmt und bilden mit den weiteren Daten eine Basis zur Validierung und Kalibrierung numerischer Modelle. Für den Abgleich ist spezifisch für diese Ringgitterkaskade eine hohe Qualität der experimentellen Daten erforderlich. Neben einer hohen Auflösung sind vor allem ausgeprägte Druckamplituden erforderlich, die aber nur bei großen Schaufelverformungen auftreten.

Die Ergebnisse scheinen daher sehr prüfstandabhängig bzw. eine generelle Aussage teilweise problematisch zu sein. Wie die Autoren festhalten, kann die Studie vor allem für ein besseres Verständnis von Diskrepanzen und Einflussfaktoren zwischen Numerik und Experiment (speziell in Bezug auf deren Prüfstand) dienen.

2.2 Turbine

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit experimentellen Untersuchungen an der Niederdruckturbine eines modernen Flugtriebwerkes. Die Literaturstudie hierzu wird daher etwas ausführlicher ausgeführt, wobei der Schwerpunkt bei den experimentellen Untersuchungen der letzten Jahre liegt.

Experimentelle Daten im Niederdruckturbinenbereich sind derzeit sehr begrenzt vorhanden. Eine Vielzahl an Studien sind numerischer Natur, analytisch oder Methodenentwicklung im Allgemeinen. Sehr viele theoretische Publikationen existieren zum Thema Flattern, Forced Response oder Mistuning. Diese können wie folgt kurz zusammengefasst werden.

Moyroud et al. [20] zum Beispiel vergleichen zwei der gängigsten numerischen Methoden die in der aeroelastischen Analyse von beschauften Scheiben Anwendung finden. Dies wird für mehrere Testfälle unter Berücksichtigung des Einflusses von Materialmodifikationen und Koppelungen herausgearbeitet. Das Schwingungsverhalten beim Gruppieren von Schaufeln (Interlock und verschweißt) wird von *Corral et al. [21]* numerisch untersucht. *Cinnella et al. [22]* stellen eine numerische Methode vor, um Flatter-Erscheinungen in Turbomaschinen vorauszuberechnen. Andere Arbeiten befassen sich mit der Entwicklung und Anwendung neuer Methoden zur Auslegung und Vorhersage der Schwingungsantworten und um Flatter Erscheinungen zu verhindern wie etwa *Panovsky und Kielb [23]*, *Kielb et al. [24]*, *Antona et al. [25]*, *Micalleff et al. [26]*. *Chen et al. [27]* beschäftigten sich numerisch mit dem Einfluss des Axialspaltes und des Schaufelzahlverhältnisses auf die instationären Erregerkräfte einer Dampfturbinenbeschauung. *Rzadkowski und Drewczynski [28]* untersuchten numerisch den Effekt der Kopplung mehrerer Rotorscheiben auf einen Läufer. Eine große Anzahl an veröffentlichten Arbeiten beschäftigt sich mit Blisks und Mistuning, wie etwa jene von *Whitehead [29, 30]*, *Ewins [31]*, *Irretier [32]*, *Bleeg et al. [33]*, *Siewert und Stüer [34]*, *Martel et al. [35]*.

Ewins [36, 37] sowie *Castanier und Pierre [38]* geben einen gesamtheitlichen Überblick zum Thema Mistuning. *Chan [39]* fasst den Status quo im Bereich Mistuning zusammen. Das grundlegende Mistuning Modell ist bereits vor vielen Jahren von *Feiner und Griffin [40, 41, 42]* vorgestellt worden.

Arbeiten die sich mit der Bestimmung der aerodynamischen und Strukturdämpfung beschäftigen sind ebenfalls in großem Umfang verfügbar. *Allara et al. [43]* stellen eine Methode zur Bestimmung der Dämpfung des Schaufelfußes vor. Die Dämpfungserhöhung durch Unterplattformkeile wird numerisch von *Petrov und Ewins [44]* analysiert. Weitere Möglichkeiten zur Dämpfungserhöhung werden zum Thema Reibdämpfung von *Koh und Griffin [45]* und Wirbelstromdämpfung von *Laborenz et al. [46]* vorgestellt.

Im Bereich der Hochdruckturbine gelang *es Petrov und Ewins [47]* ein Optimierungsproblem für die Ermittlung des schlimmsten Mistuningmusters zu finden. Sie führten ihre Studie an einem Hochdruckturbinenrad mit 92 Schaufeln durch. Sie konnten sich dabei dem Whitehead-Limit von 5.30 mit einer ermittelten Verstärkung von 5.02 annähern. *Petrov [48]* zeigte außerdem, dass durch die Berücksichtigung einer Umströmung Mistuning wachsen kann. Gleichzeitig entdeckte er eine Verringerung der Schwingungsantwort. Die kann bei kleinen Erregerordnungen dann theoretisch kleiner als jene bei idealen (unverstimmten) Schaufeln sein.

Experimentelle Untersuchungen wurden primär in Kaskaden aufgrund des deutlich einfacheren Versuchsaufbaues und Versuchsdurchführung gemacht.

Bell und He [49] beschäftigten sich z.B. mit dem Einfluss der Spitzenüberströmung in Bezug auf die Schaufelschwingungen einer oszillierende Schaufel in einer linearen Kaskade. *Huang et al. [50]* untersuchten ebenfalls in einer linearen Kaskade den Einfluss des Blattspitzenspaltes auf die Flatter-Charakteristik einer Turbinenbeschaufelung. Stoß induzierte Flatter-Erscheinungen wurden von *Urban et al. [51]* in einer linearen Kaskade mit elastisch gelagerten Schaufeln untersucht.

Nowinski und Panovsky [52] führten mehrere Versuche in einer Ringgitterkaskade durch. Dabei untersuchten sie Flatter Erscheinungen an triebwerksähnlichen Niederdruckschaufeln. *Vogt und Fransson [53]* analysierten den Einfluss negativer Zuströmwinkel auf die Eigenform schwingender Schaufeln. Auch ihre Versuche wurden in einer Ringgitterkaskade durchgeführt. Der Einfluss von Mistuning auf die aerodynamische Dämpfung einer oszillierenden Niederdruckturbinenschaufel wurde von *Glodic et al. [54]* in einer Sektor-Ringgitterkaskade untersucht. In der gleichen Kaskade fanden *Vogt und Fransson [55]* heraus, dass sich der Haupteinfluss einer einzelnen schwingenden Schaufel auf die direkt benachbarten Schaufeln beschränkt.

Den Einfluss der Dämpfung untersuchten *Kielb und Abhari [56]* in einer nicht skalierten Turbine sowohl im Vakuum als auch ohne. Sie konnten dadurch zum einen den Einfluss der aerodynamischen Dämpfung zeigen, der deutlich merkbar ist, und zum anderen herausfinden, dass die Dämpfung umgekehrt proportional zum Quadrat der Drehzahl ist.

Hennings und Elliot [57] generierten einen Datensatz zu Validierung und Kalibrierung von Berechnungstools durch ihre Versuche an einer 1-stufigen Hochdruckturbine.

Einen Überblick über numerische und experimentelle Forschung und die wichtigsten Einflüsse auf die Entwicklung von Gasturbinen gibt *Srinivasan [58]*.

2.3 Resümee

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass im Bereich der Turbomaschinenforschung sehr wenige Literaturstellen mit experimentellen Untersuchungen zu finden sind. Eine Vielzahl der Publikationen in der Aeroelastik widmet sich theoretischen oder numerischen Untersuchungen. Dabei werden vor allem Flutter Phänomene aufgrund aerodynamischer Aspekte beurteilt. Auf Seiten der Struktur zählen Mistuning und Dämpfung zu den zentralen Schwerpunktthemen. Es existieren im Turbinenbereich, wenn überhaupt, nur sehr wenige Literaturstellen die sich mit dem Schwingungsverhalten und der Beurteilung der gesamten Struktur im Betrieb auseinandersetzen.

Ein Großteil der experimentellen Untersuchungen wurde in Kaskaden durchgeführt, die natürlich den Nachteil haben, dass wesentliche Phänomene und Effekte aufgrund der fehlenden Rotation nicht auftreten.

Im Bereich der Niederdruckturbinen gibt es überhaupt keine Schaufelschwingungsuntersuchungen bzw. Publikationen im rotierenden System unter Betriebsbedingungen. Es findet sich generell auch keine öffentlich zugängliche Literatur die sich mit dem Einfluss der Schwingungsanregung durch stromaufwärtsliegende Statorschaufeln (Downstream Effect) oder vor allem den Einfluss der Beschaukelung des Austrittsgehäuses (EGV) auf die Rotorbeschaukelung untersucht (Upstream Effect). *Murray und Key [59]* führten Forced Response Untersuchungen sehr vereinfacht experimentell an einem Rotor eines Mehrstufen Verdichters durch. Hier wurde der Einfluss von Vanes auf den Forced Response eines spezifischen Torsionsmodes mittels Tip Timing untersucht.

In Punkto Messtechnik für die Untersuchung von Schaufelschwingungen gibt es mittlerweile etablierte optische Messtechniken wie etwa das Tip Timing. „*Telemetrieläufe gelten seit jeher als Königsdisziplin bei der Erprobung neuer Triebwerke*“ [60]. Diese liefern direkt und verzerrt die Daten von der Struktur, sind aber entsprechend aufwändig, langwierig und teuer.

Im Vergleich zu Schleifringssystemen wird das Rauschlevel jedoch auf ein Minimum gesenkt. Probleme durch rauschbehaftete Signale zeigen sich etwa bei den Auswertungen von *Petrov et al. [61]* bzw. von *Hennings und Elliot [57]*, die dessen numerische Untersuchungen experimentell mit einem Schleifringssystem durchführten.

Diese Arbeit schließt daher eine große Lücke vor allem im Bereich der Niederdruckturbinenforschung. Erstmals werden in einem rotierenden System unter Betriebsbedingungen Schaufelschwingungsmessungen durchgeführt. Die Entwicklung des dafür benötigten Telemetriesystems, mit dem das Signal der applizierten Dehnmessstreifen übertragen wird, ist ebenfalls ein wesentlicher Bestandteil der Arbeit.

Die Untersuchung des Upstream Effects verschiedener EGV des Austrittsgehäuses auf das Schwingungsverhalten (Forced Response) der Rotorbeschaukelung, sowie die Verifizierung des Einflusses des Stators darauf, stellt eine absolute Neuigkeit dar und bildet eine komplett neuartige Datenbasis für die Entwicklung zukünftiger innovativer Niederdruckturbinenstufen.

Die Erkenntnisse sind sowohl für Wissenschaft und Forschung als auch für die Triebwerksindustrie von höchster Relevanz.

3 Theoretische Grundlagen

Schaufelschwingungen in Turbomaschinen unterliegen einer Vielzahl unterschiedlicher Eigenschaften, Phänomene und Einflussfaktoren in mehreren technischen Disziplinen. Ein Überbegriff lässt sich in der Aeroelastik finden. Aeroelastik beschreibt den Zusammenhang zwischen aerodynamischen Lasten mit elastomechanischen Kräften und Strukturverformungen, die bei der Umströmung von Strukturen entstehen.

Zur Beurteilung von Schaufelschwingungen, wie in dieser Arbeit als Ziel gesetzt, ist ein umfassendes Wissen in allen Disziplinen erforderlich. Über Strömungsphänomene bzw. Grundlagen der Aerodynamik existieren im Bereich der Niederdruckturbinen für Flugtriebwerke eine Vielzahl an Publikationen, auf die an dieser Stelle verwiesen wird. Außerdem wurden detaillierte Strömungsuntersuchungen der Niederdruckturbinenstufe mit unterschiedlichen Austrittsgehäusen am STTF-AAAI von Selic [62] durchgeführt. Mit der Prämisse einer anderen Rotorschaukelgeometrie wird auf die grundsätzlichen Strömungseigenschaften und Charakteristika wie von Selic [62] zusammengefasst verwiesen.

In diesem Kapitel soll dem Leser ein Überblick über die wichtigsten Grundlagen zur Beurteilung von Schaufelschwingungen wie auch deren Ursachen und Einflüsse gegeben werden. Zentrales Thema, neben der strukturdynamischen Charakterisierung der modalen Eigenschaften, ist dabei sicherlich die Schwingungsanregung von Turbomaschinenschaufeln.

3.1 Aeroelastik

Mit dem Überbegriff Aeroelastik (oder auch Aeroelastizität) ist nach genauer Definition die dynamische Aeroelastik gemeint. Hält man sich in einem Gedankenexperiment eine beliebige Struktur, etwa eine Turbinenschaufel, vor Augen, so kommt es durch die Umströmung zu aerodynamischen Kräften die zu einer Verformung der Struktur führen. Durch das Verformen der Schaufel ändert sich wiederum die Strömung und somit die Aerodynamik. Dies ist ein ewiges Zusammenspiel mit dem Resultat, dass die Schaufel in Bewegung ist und schwingt.

Somit lässt sich die dynamische Aeroelastik als ständige Wechselwirkung zwischen aerodynamischen und elastomechanischen Kräften die eine Verformung der Struktur (Trägheitskräfte) zur Folge haben definieren. Diese Zusammenhänge fasste Collar 1946 [63] erstmals grafisch, wie in Abbildung 5 gezeigt, zusammen und ist bis heute als Collar-Dreieck in der Aeroelastik bekannt.

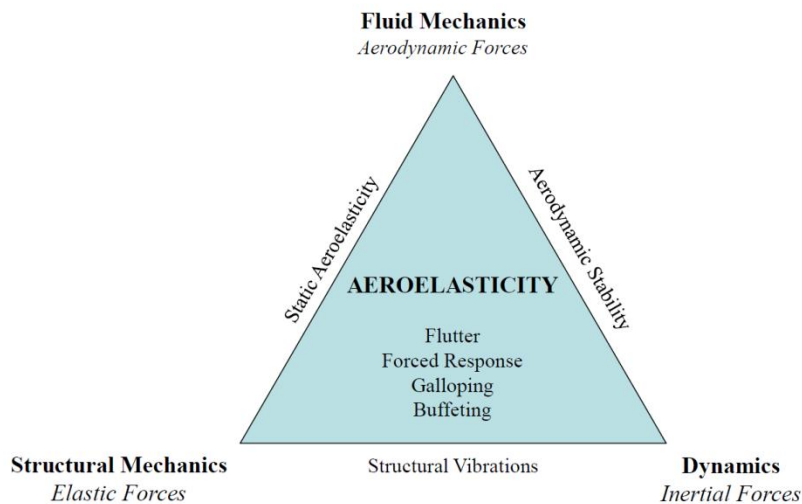


Abbildung 5: Collar Triangle [63]

Durch die Wechselwirkungen können sich verschiedenste physikalische Effekte einstellen. Zu den zwei bekanntesten Phänomenen in der Aeroelastik zählen das Flattern (selbsterregte Schwingung) und der Forced Response (Erzwungene Schwingung). Weitere Phänomene wie Galloping oder Buffeting sind spezielle Probleme auf Basis von Flattererscheinungen.

3.1.1 Klassifizierung

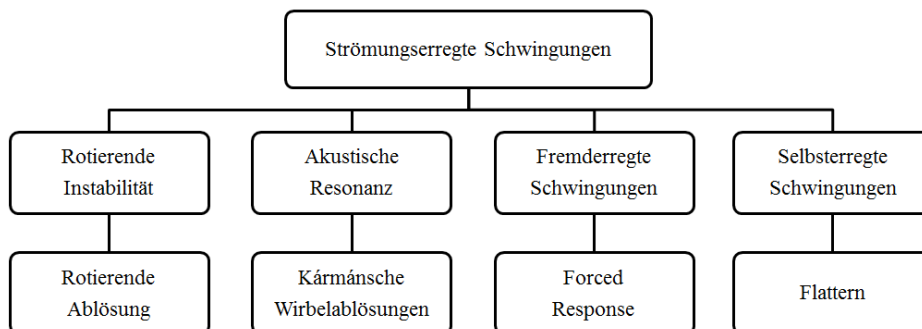


Abbildung 6: Strömungserregte Schwingungen

Für die Einteilung sowie Definition von Schwingungen findet sich eine Vielzahl an Formulierungen in der Literatur. Einen groben Überblick strömungserregter Schwingungen findet sich in Abbildung 6. Rotierende Instabilität sowie Akustische Resonanz sind sehr spezielle Probleme strömungserregter Schwingungen und werden im Zuge dieser Arbeit nicht weiter behandelt. Flattern zählt zu den wichtigsten und gleichzeitig kritischsten Erscheinungen die es im Zuge eines Auslegungsprozesses zu berücksichtigen gilt. Diese Arbeit ist der Bereich der fremderregten Schwingungen zuordenbar. Forced Response ist vor allem im Hinblick auf die Lebensdauer und Betriebssicherheit ein entscheidender Faktor.

3.1.2 Mathematisches Ersatzmodell

Das einfachste mathematische Ersatzmodell eines Einmassenschwingers besteht wie in Abbildung 7 gezeigt aus einer Masse m , einer Feder mit der Federkonstante c und einem Dämpfer mit der Dämpfungskonstante d . Weiters wird angenommen, dass die Masse in vertikaler Richtung mit der Auslenkung $x(t)$ schwingt.

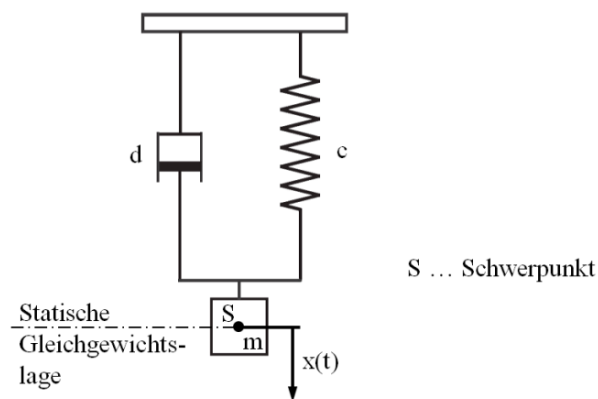


Abbildung 7: Einmassenschwinger

Die Bewegungsgleichung ist ganz allgemein formuliert als:

$$m \cdot \ddot{x} = \sum F_i \quad (3.1)$$

Schneidet man das schwingfähige System wie in Abbildung 7 dargestellt frei und setzt man das Kräftegleichgewicht an, so erhält man die Bewegungsgleichung des Einmassenschwingers um die statische Gleichgewichtslage zu:

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + c \cdot x = 0 \quad (3.2)$$

Die Bewegungsgleichung setzt sich dabei aus der Massenkraft, der Dämpfungskraft sowie der Federkraft des Systems zusammen.

Für den allgemeinen Fall einer Tragflügelumströmung, wie vereinfacht auch für eine Turbinenschaukel annehmbar, kann der Einmassenschwinger um eine äußere Kraft (in Folge der Strömung) erweitert werden.

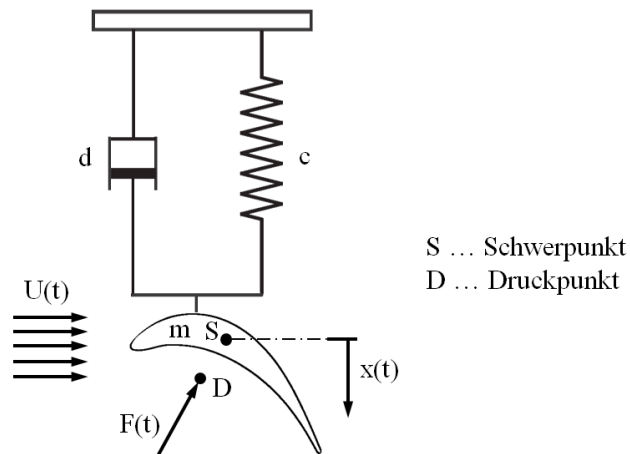


Abbildung 8: Elastisch aufgehängtes starres Schaufelprofil

Für das in Abbildung 8 dargestellte Schaufelprofil ergibt sich die aeroelastische Bewegungsgleichung in der 1D - Betrachtung als Gleichgewicht zwischen Strukturkräften und Strömungskräften:

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_x(t) \quad (3.3)$$

wobei $F(t) = \oint_A p(t) \cdot dA$ und $p(t) = f(U(t))$

Durch eine beliebige Anströmung $U(t)$ des Schaufelprofils ergibt sich eine Druckverteilung am Profil $p(t)$. Die Druckverteilung aufsummiert über die Schaufeloberfläche A entspricht vereinfacht der resultierenden Kraft $F(t)$. Diese äußere aerodynamische Kraft $F(t)$ steht im Gleichgewicht mit Massen-, Dämpfungs- und Federkräften des Systems.

Die Bewegungsgleichung des Massenpunktsystems nach Gleichung 3.3 kann für komplexe System wie folgt in Matrizenform überführt werden:

$$[\mathbf{M}] \cdot \ddot{\underline{X}} + [\mathbf{D}] \cdot \dot{\underline{X}} + [\mathbf{C}] \cdot \underline{X} = \underline{F(t)} \quad (3.4)$$

Mittels Exponentialansatz $\underline{X} = \hat{\underline{X}} \cdot e^{i\omega t}$ (3.5)

folgt $\dot{\underline{X}} = i \cdot \omega \cdot \hat{\underline{X}} \cdot e^{i\omega t}$ (3.6)

$$\ddot{\underline{X}} = -\omega^2 \cdot \hat{\underline{X}} \cdot e^{i\omega t} \quad (3.7)$$

und

$$\underline{F(t)} = \hat{\underline{F}} \cdot e^{i\omega t} \quad (3.8)$$

Aus Gleichung 3.4 und 3.5 bis 3.8 folgt:

$$\{-\omega^2 \cdot [M] + i \cdot \omega \cdot [D] + [C]\} \cdot \underline{\hat{X}} \cdot e^{i\omega t} = \underline{\hat{F}} \cdot e^{i\omega t} \quad (3.9)$$

Eine anschauliche Darstellung des Kräftegleichgewichtes nach Gleichung 3.3 in der komplexen Ebene kann in Abbildung 9 gezeigt werden:

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_x(t) \rightarrow (-m \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot d + c) \cdot e^{i\omega t} = \hat{F} \cdot e^{i\omega t}$$

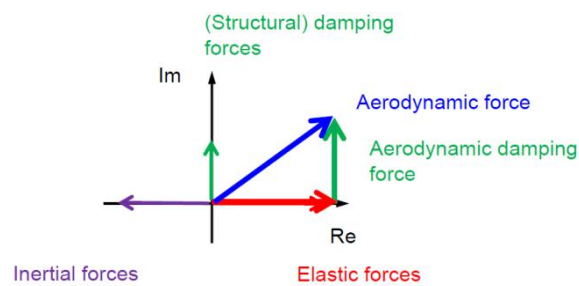


Abbildung 9: Aeroelastisches Kräftegleichgewicht in der komplexen Ebene [64]

3.1.3 Flattern

Flattern ist eine dynamische Instabilität in der Aeroelastik und zählt zu den Hauptproblemen umströmter elastischer Strukturen. In Turbomaschinen wird diese zum Beispiel durch eine instationäre Druckverteilung, etwa an den Turbinenschaufeln hervorgerufen. Wirbelablösungen an der Hinterkante können ebenso eine Ursache sein. Meistens ist dieses Phänomen an eine so genannte Flutter-Drehzahl, einem definierten Betriebszustand, gekoppelt.

Je nach Phasenlage der instationären Druckverteilung wird die resultierende Schaufelschwingung gedämpft oder angefacht. Betrachtet man das Kräftegleichgewicht in der komplexen Ebene nach Abbildung 9, so stellt sich je nach Betriebspunkt neben den Struktur- und Trägheitskräften vereinfacht dargestellt eine resultierende aerodynamische Kraft ein.

Neben der mechanischen Dämpfung stellt sich eine aerodynamische Dämpfung ein. Geht die aerodynamische Dämpfung gegen 0 oder ist die Gesamtdämpfung des Systems negativ, so klingt die Schwingung exponentiell auf und es entsteht eine dynamische Instabilität, das Flattern. Dieses Phänomen kann unter den Begriff selbsterregter Schwingungen zugeordnet werden.

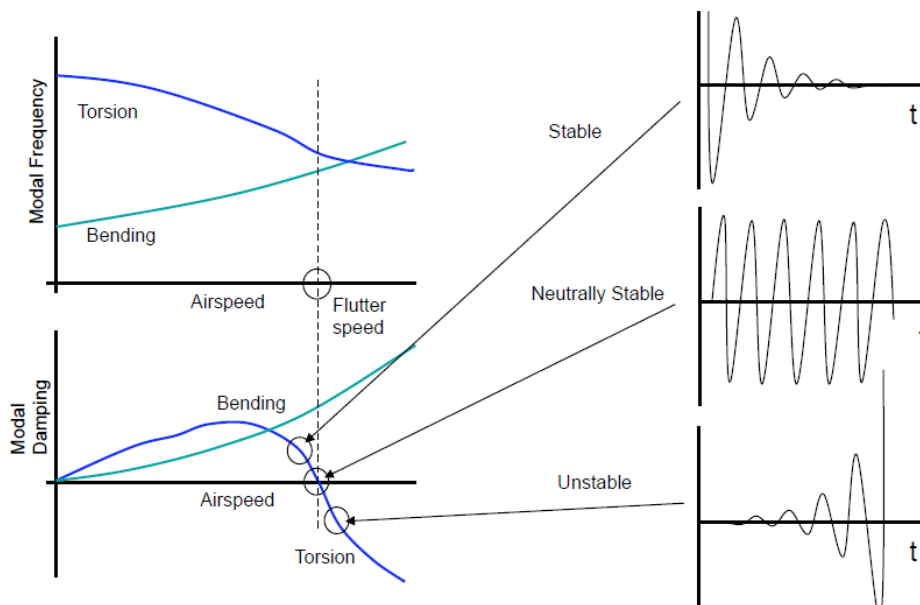


Abbildung 10: Flutter Experiment F16, Universität Lüttich [65]

Das Resultat einer Flutter Studie eines F16 Kampfflugzeuges (Tragflügel) wurde von der Universität Lüttich grafisch aufbereitet und ist in Abbildung 10 illustriert. Dabei kann die Fluttergrenze einer spezifischen Flutter-Geschwindigkeit des Tragflügels, bei der die modale Dämpfung 0 ist, zugeordnet werden. In der zivilen Luftfahrt etwa, ist ein bestimmter Abstand (ca. 20%) zur Fluttergrenze einzuhalten und nachzuweisen. In rotierenden Maschinen existiert eine dazugehörige Flutter-Drehzahl.

Die Aerodynamik kann also einerseits in der Lage sein die Schaufelschwingung, im vorliegenden Fall in dieser Arbeit, zu stabilisieren oder andererseits zu destabilisieren und weiter anzuregen. Flattern ist eines der wichtigsten Kriterien im Auslegungsprozess umströmter Strukturen im Allgemeinen, wird aber im Zuge dieser Arbeit nicht weiter behandelt. Die definierten Betriebspunkte in dieser Arbeit haben keinerlei Flatterneigung, da es sich um bestimmte Flugphasen handelt in denen der Abstand zur Fluttergrenze nachweislich eingehalten wird.

3.1.4 Forced Response

Im Gegensatz zu Flattern kann Forced Response den fremderregten (erzwungenen) Schwingungen zugeordnet werden. Die jeweilige Struktur erfährt demnach eine extern verursachte Belastung. Im Falle der Schaufelschwingungen in Turbomaschinen sind diese periodischen Anregungen durch aerodynamische Belastungen gegeben. Sind die Anregungsfrequenzen in der Nähe einer Eigenfrequenz des Rotors (Scheibe und/oder Schaufeln) so wird diese angeregt. Im Resonanzfall entspricht die Anregungsfrequenz der Eigenfrequenz und es kommt zu erhöhten Amplituden. In diesem Fall entscheidet eine vorhandene Dämpfung (aerodynamisch oder strukturell) über die Auswirkungen. In Bezug auf die Betriebsfestigkeit der Bauteile können Frequenz und Amplitude direkt in Zusammenhang mit der Lastspielzahl und der ertragbaren Spannung gebracht werden. Das in diesem Kontext erwähnenswerte Wöhlerdiagramm (August Wöhler 1819 – 1914) ist qualitativ in Abbildung 11 dargestellt.

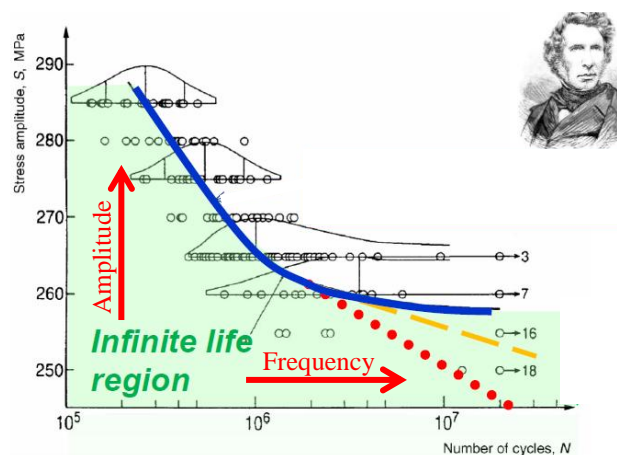


Abbildung 11: Wöhlerdiagramm [117]

Wie im Wöhlerdiagramm sehr schön zu erkennen ist, haben nicht nur niedrige Schwingungsfrequenzen mit höheren Amplituden einen wesentlichen Einfluss auf die Betriebsfestigkeit, sondern auch hohe Frequenzen mit geringen Amplituden. Dies gilt vor allem für Werkstoffe wie z.B. Aluminium. Moderne Verfahren zur Prognose der Betriebsfestigkeit berücksichtigen eine dauerhafte Schädigung durch kleine Amplituden bei hohen Frequenzen.

Forced Response Analysen sind neben Flutteranalyse der zentrale Bestandteil im Auslegungsprozess von Turbomaschinen.

In Turbomaschinen gibt es unterschiedliche Mechanismen durch die Forced Response entstehen kann. In Kombination mit der Rotordrehzahl ergeben sich die Anregungsfrequenzen als sogenannte „Engine Orders“ (EO).

Ursachen für Forced Response können sein:

- Stator – Rotor Interaktionen (bedingt durch Nachläufe)
- Verdichtungsstöße (in transsonischen Verdichtern oder Turbinen)
- Wirbelablösungen (bei Strömungsabriss an der Schaufelhinterkante)
- Potentialwirkung

Eine schöne Illustration zu den möglichen Ursachen von Forces Response wurde von Mayorca [7] publiziert und ist in Abbildung 12 dargestellt.

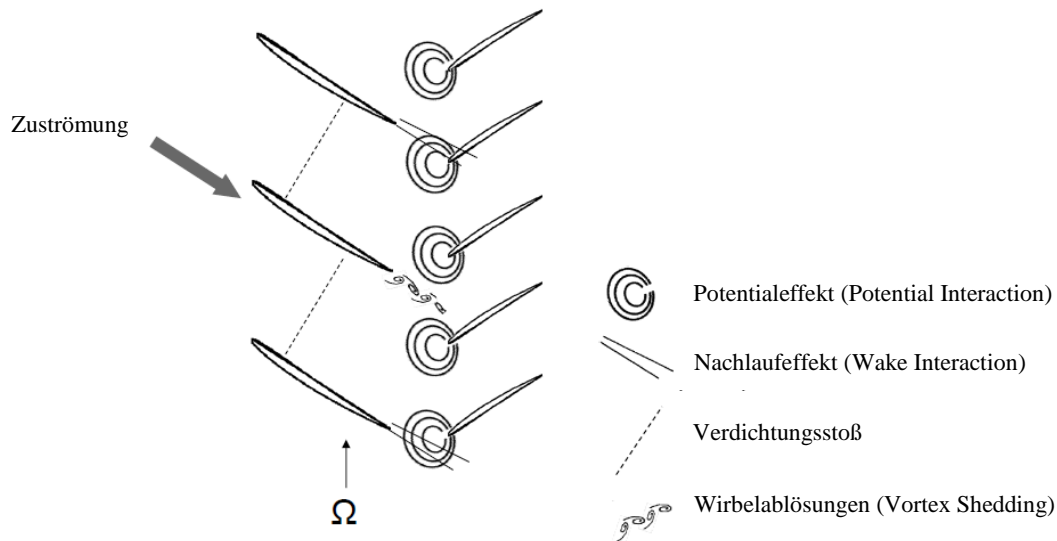


Abbildung 12: Ursachen und Mechanismen für Forced Response [7]

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden wie einleitend beschrieben Grundlagenuntersuchungen zu Schaufelschwingungen eines Niederdruckturbinenrotors angestellt. Daher entfallen *Verdichtungsstöße* als Ursache für Forced Response, da diese nur in transsonischen Turbinen (oder Verdichtern) auftreten.

Liegt die Frequenz der *Wirbelablösungen* (Vortex shedding) an der Hinterkante nahe einer Eigenfrequenz der Rotorschaukeln so können diese eine weitere Ursache für Forced Response sein. Diese sind allerdings messtechnisch an diesem Prüfstand nicht erfassbar, da hier nur in bestimmten Ebenen gemessen werden kann. Für die Erfassung der Wirbelablösungen müssten optischen Messtechniken zum Einsatz kommen, deren Zugang am Prüfstand derzeit nicht möglich ist. Hinter dem Rotor wird ausschließlich stationär mit 5-Loch Sonde gemessen und demnach die Strömung charakterisiert. Daraus lassen sich keine Schlüsse zur Wirbelablösung ziehen und daher keine weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit.

Der *Potentialeffekt* (*Potential Interaction*) kommt durch den Stau effekt an der Vorderkante eines umströmten Profils zustande. Dieser ist sehr stark von der Profilgeometrie, im speziellen der Größe und Form der Vorderkante, wie auch von der Versperrung abhängig. Die hier untersuchten Turbinenausstrittsgehäuse haben unterschiedliche Schaufelgeometrie und Schaufelzahl. Ein Turbinenausstrittsgehäuse mit vielen kleinen Schaufeln hat demnach einen anderen Potentialeffekt, bzw. Stromaufwärtswirkung in Bezug auf die Rotorbeschaufelung, als eines mit wenigen dickeren Schaufeln. Der Einfluss des Potentialeffektes wird in weiterer Folge durch Strömungsmessungen zwischen Rotor und Austrittsgehäuse (Ebene C) untersucht.

Die primäre Ursache für Forced Response stellen Schaufelreihen Interaktionen (Wake Interaction) dar, da diese aufgrund von Nachläufen der jeweiligen Stufe entstehen. Die wichtigste Interaktion stellt dabei jene zwischen Stator und Rotor dar und ist etwa in der Akustik ein treibender Mechanismus. In Bezug auf die vorliegende Niederdruckturbinenstufe kommen noch Interaktionen von Rotor und EGV (Schaufeln des Austrittsgehäuses) sowie jene mit den IGV (Zuströmleiträd) hinzu. Da die entstehenden Interaktionsmoden rein von den Schaufelzahlen der jeweiligen Stufe abhängen, können diese analytisch exakt beschrieben und Anregungsfrequenzen bestimmt werden.

3.2 Schwingungsanregung

3.2.1 Drehzahl (Engine Order = EO)

Die Schwingungsanregung einer rotierenden Struktur durch ihre Drehzahl ist grundsätzlich immer vorhanden. Die Frequenz ist dabei ausschließlich von der Drehzahl abhängig. Die Engine Order Anregung kann definiert werden als:

$$f = N \cdot \frac{\Omega}{60} \quad (3.10)$$

f	Anregungsfrequenz [Hz]
N	Engine Order [-]
Ω	Drehzahl [min^{-1}]

Die Engine Order N stellt also ein Vielfaches der Rotordrehzahl dar. Im einfachsten Fall, mit $N=1$, entspricht die Anregungsfrequenz der Drehfrequenz. Bei rotierende Maschinen im Allgemeinen sind bei der Auslegung grundsätzlich die Drehzahlanregung ($N=1$) sowie die doppelt-frequente Anregung ($N=2$) nachzuweisen. Dies ist speziell bei Generatoren wichtig. Bei sehr schnell laufenden Maschinen sollten diese beiden theoretisch eine untergeordnete Rolle spielen.

Die Engine Order Linien können im Campbell Diagramm, wie in Kapitel 6.4 vorgestellt wird, über eine beliebigen Drehzahl eingetragen werden. Schnittpunkte mit Eigenfrequenzlinien im Diagramm stellen Resonanzstellen dar, die im Betrieb unbedingt zu vermeiden sind. Über die geeignete Wahl der Betriebsdrehzahl können die Anregungsfrequenzen theoretisch geschickt gesteuert werden, wobei sich natürlich nicht jede Anregung verhindern lässt.

Die Interaktionsmoden, wie in Kapitel 5 hergeleitet, können über die Rotordrehzahl als Engine Order Anregung umgerechnet werden und sind im Rahmen dieser Arbeit von entscheidender Bedeutung.

3.2.2 Schaufelreihen Interaktionen

Durch Nachläufe von Leitrad oder Laufrad kommt es zwangsläufig zu Interaktionen mit der stromabwärtsliegenden Stufe. Nachläufe zeichnen sich durch eine hochgradig instationäre Strömung mit großen Druckschwankungen aus.

Die bekannteste Interaktion zwischen Stator und Rotor wurde aufgrund ihres großen Einfluss auf das akustische Verhalten von Turbomaschinen bereits vielfach in unterschiedlichsten Turbomaschinen untersucht. Grundlagenuntersuchungen dazu lieferten Tyler und Sofrin [66], die 3 Hauptmechanismen zur Schallentstehung bei Stator-Rotor Interaktion unterschieden:

- Durchtrennen der Nachläufe von stromaufwärts liegenden Leitschaufeln durch das rotierende Laufrad
- Auftreffen der durch den Rotor generierten Nachläufe auf der stromabwärts liegenden Statorschaufeln
- Beeinflussung des rotierenden Druckmusters um die Rotorscheaufeln durch Wechselwirkungen mit den Statorschaufeln

Die Interaktionen nicht nur zwischen Stator-Rotor sondern im Rahmen dieser Arbeit außerdem zwischen Rotor-TEGV, sowie IGV-Rotor sind im Hinblick auf Forced Response von Bedeutung. In Kombination mit der jeweiligen Rotordrehzahl entstehen Anregungsfrequenzen welche zu erzwungenen Schwingungen führen. Liegen diese in der Nähe einer Eigenfrequenz des Rotors, werden entweder Scheiben- oder Schaufelmoden angeregt.

Im Rahmen dieser Arbeit lässt sich daraus die Stromaufwärtswirkung der TEGV in Bezug auf die Rotorbeschaufelung untersuchen. Ebenso kann die Stromabwärtswirkung von IGV und speziell des Stators auf Rotorscheaufelschwingungen gezeigt werden.

Abbildung 13 zeigt schematisch den Aufbau der Niederdruckturbinenstufe welche in dieser Arbeit untersucht wird. Darin gut zu erkennen sind mögliche Interaktionsquellen.

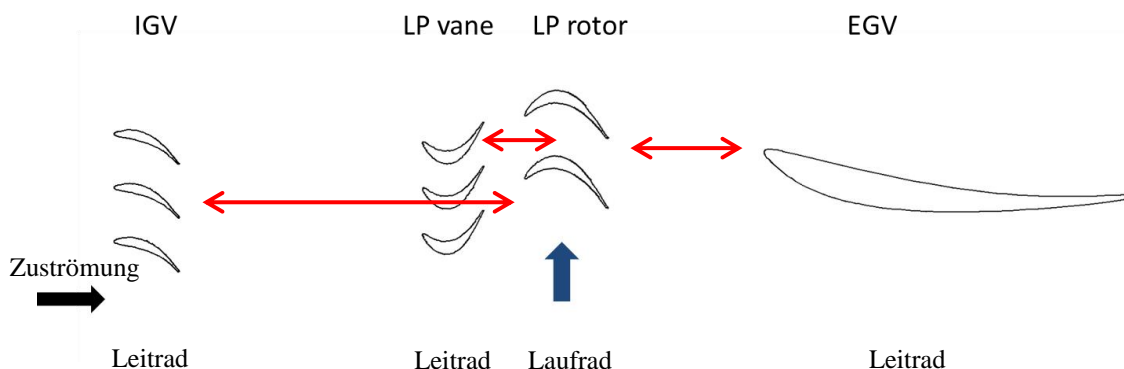


Abbildung 13: Schematische Darstellung der Niederdruckturbinenstufe im Mittelschnitt

Der Nachlauf stellt wie oben beschrieben ein inhomogenes Strömungsfeld, meist mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten und hohen Druckschwankungen, dar. Dieser mischt sich allerdings nach einem bestimmten Mischungsweg wieder aus. Dieses Faktum projiziert auf die Niederdruckturbinenstufe bedeutet, dass je nach Abstand zwischen den Schaufelreihen die Interaktion stärker oder schwächer ausfällt.

Daher ist in Bezug etwa auf die Akustik die Stator-Rotor Interaktion aufgrund des geringen axialen Abstandes ein entscheidender Mechanismus. Für die Schaufelschwingungsanregung des Rotors ist nicht zwingend die Intensität des Statornachlaufes bzw. Rückwirkung des EGV entscheidend, sondern vor allem die Frequenz. Diese ist bei Vorhandensein eines Nachlaufes dann einzig von den Schaufelanzahlen der Stufen abhängig.

Die bei einer Interaktion zwischen Stator-Rotor entstehenden Druckmuster können als Koeffizienten eines umlaufenden Druckmusters nach Tyler und Sofrin [66] wie folgt definiert werden:

$$p(\theta, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=-\infty}^{\infty} p_{mn} \cdot \cos(m\theta - n\omega t + \phi) \quad (3.11)$$

Pro Interaktion entstehen demnach Schwingungsmuster (Moden) die sowohl Drehzahl- als auch Schaufelanzahlabhängig sind. Durch die Drehzahl entsteht ein umlaufendes Druckmuster wobei n in obiger Formel die Harmonischen der Blade Passing Frequenz darstellen. Bei m handelt es sich um Umfangsmoden.

Die Umfangsmoden m setzen sich nach Tyler und Sofrin [66] aus einer Linearkombination von Stator- und Rotorschaufelzahlen zusammen:

$$m = h \cdot B \pm k \cdot V \quad (3.12)$$

Die Schaufeln von Leitradstufen werden als Vane bzw. Laufradstufen als Blade bezeichnet. Daher steht in Gleichung 3.12 B für die Rotorschaufelzahl und V für die Anzahl an Statorschaufeln bzw. wie auch in Abbildung 13 ersichtlich. Die höher harmonischen Frequenzen der Rotorbeschaufelung werden durch den Index h (1, 2, 3, ...) berücksichtigt. k stellt einen ganzzahligen Index reichend von $\pm\infty$ dar.

Der Drehsinn mit dem ein Umfangsmode rotiert muss nicht zwangsläufig dem des Rotors entsprechen. Dieser ist einzig und allein vom Vorzeichen der Winkelgeschwindigkeit Ω_m , mit der der Mode rotiert abhängig. Diese kann mit der Kreisfrequenz des Rotors Ω wie folgt berechnet werden:

$$\Omega_m = \Omega \cdot \frac{h \cdot B}{m} = \Omega \cdot \frac{h \cdot B}{h \cdot B \pm k \cdot V} \quad (3.13)$$

Für mehrere Stufen, wie sie etwa auch in einem kommerziellen Triebwerk vorhanden sind, kann Gleichung 3.12 beliebig erweitert werden. Für die Niederdruckturbinenstufe die im Rahmen dieser Arbeit betrachtet wird und wie in Abbildung 13 dargestellt lautet die Gleichung für m:

$$m = \pm k_1 \cdot V_1 + h \cdot B \pm k_2 \cdot V_2 \pm k_3 \cdot V_3 \quad (3.14)$$

Darin werden mit V_1 die IGV, mit V_2 der Stator sowie mit V_3 die EGV berücksichtigt. Daraus ergibt sich theoretisch eine unendliche Anzahl an ausbreitungsfähigen Moden. Unter welchen Bedingungen ein Mode ausbreitungsfähig ist fällt wiederum in das Gebiet der Akustik und wird etwa von Faustmann [67] oder Selic [62] genauer beschrieben. Fakt ist, dass die Ausbreitung der Moden durch den Strömungskanal und den Frequenzbereich des Rotors limitiert wird.

Für die Analyse der Schaufelschwingungen sind die Anregungsfrequenzen aus den jeweiligen Interaktionen ohnehin nur in einem Bereich von k ca. ± 3 interessant. Größere k -Werte führen zu hochfrequenten Anregungen, die für die Schaufelschwingungen nicht mehr zum Tragen kommen. Die Anwendung wird im Folgenden unter Kapitel 5 gezeigt.

Eine anschauliche Darstellung der Modenentstehung am Beispiel der Stator-Rotor Interaktion von Tyler und Sofrin wird von Sutliff [68] gezeigt und ist in Abbildung 14 dargestellt.

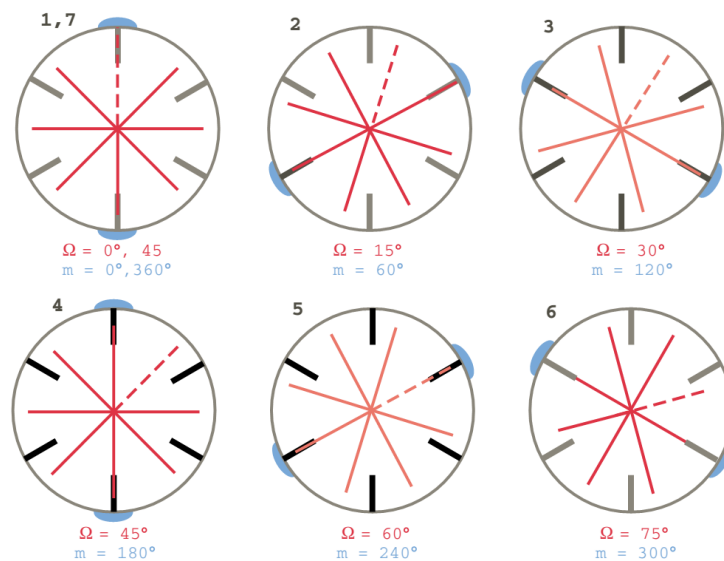


Abbildung 14: Schematische Darstellung der Stator-Rotor Interaktion von Sutliff [68]

Im Beispiel von Sutliff [68] ist ein Rotor (Rot) mit $B = 8$ und ein Stator (Schwarz) mit $V = 6$ Schaufeln abgebildet. Grundsätzlich folgen wie erwähnt aus Gleichung 3.14 unendlich viele Moden m . Wählt man z.B. $k = \pm 3$ bei der Grundfrequenz mit harmonischem Index $h = 1$ so folgen die Moden $m = 1 \cdot 8 + k \cdot 6 = \{-10, -4, 2, 14, 20, 26\}$. Der Grundmode des Rotors $m = 8$ wird bei $k = 0$ repräsentiert. Abbildung 14 zeigt den Interaktionsmode $m = 2$ bei einem Index $k = -1$.

Die Drehrichtung des Rotors in Abbildung 14 entspricht dem Uhrzeigersinn wobei nur $\frac{1}{4}$ Umdrehung betrachtet wird. D.h. die 6 dargestellten Bilder entsprechen einer Momentaufnahme jeweils eines um 15° weitergedrehten Rotors. Betrachtet man die roten Linien der Rotorschaukeln so kommt es zwischen Schritt 1 und 6 alle 60° zu einer Stator-Rotor Interaktion, wobei diese genau gegenüberliegend sind. Das so entstehende rotierende Druckmuster (Blaue Bereiche) umläuft 360° während sich der Rotor um 90° weiterdreht. Das rotierende Druckmuster $m = 2$ dreht folge dessen mit der 4-fachen Geschwindigkeit des Rotors.

Die Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Druckmusters kann analytisch nach Tyler und Sofrin [66] bzw. nach Gleichung 3.13 ermittelt werden:

$$\Omega_{m=2} = \Omega \cdot \frac{h \cdot B}{m} = \Omega \cdot \frac{1 \cdot 8}{2} = 4\Omega \quad (3.15)$$

Das positive Vorzeichen indiziert außerdem den gleichen Drehsinn in Bezug auf den Rotor. Diese Überlegungen können für jede Stufenkombination, Schaufelanzahl, Rotordrehzahl, etc. durchgeführt werden.

Da die Modenentstehung analytisch eindeutig nachweisbar ist und ausschließlich von Schaufelzahlen abhängig ist, kann die Ursache für eine Schwingungsanregung der Rotorbeschaufelung unter Berücksichtigung der Engine Order eindeutig zugeordnet werden.

Die Anregungsfrequenz bei Rotordrehzahl durch Interaktionsmoden kann durch Erweitern von Gleichung 3.10 wie folgt bestimmt werden:

$$\omega = m \cdot N \cdot \frac{\Omega}{60} \quad (3.16)$$

ω	Anregungsfrequenz [Hz]
m	Interaktionsmode [-]
N	Engine Order [-]
Ω	Drehzahl [min^{-1}]

In der Regel sind im Zuge dieser Arbeit Interaktionsmoden bei einer Engine Order $N = 1$, der Grunddrehfrequenz des Rotors, interessant. Details zur Auswertung finden sich unter Kapitel 5.

3.3 Strukturdynamik

Für die Beurteilung der Schaufelschwingungsmessung ist die Kenntnis der modalen Eigenschaften bzw. der Strukturdynamik, in diesem Falle des Rotors, unerlässlich. Nur mit der Kenntnis der Charakteristik der Struktur lässt sich sein Verhalten bei Schwingungsanregung beurteilen und deuten. Die Strukturdynamik als Schnittmenge von Strukturmechanik und Dynamik bildet eine Seite im Collar Dreieck, wie in Abbildung 15 gezeigt wird.

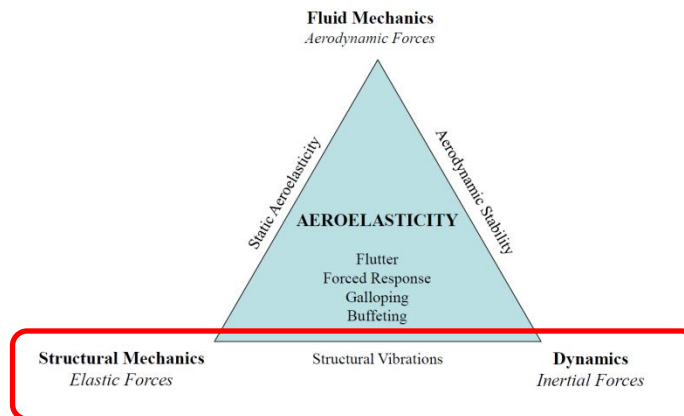


Abbildung 15: Collar Dreieck - Strukturdynamik

Bei Flutteranalysen bzw. Forced Response-Nachweisen im Zuge des Designprozesses einer Turbomaschinenbeschaufelung wird, des Öfteren der Einfachheit halber, ausschließlich das Schaufelprofil (als Resultat der Aerodynamischen Auslegung) beurteilt. Speziell bei beschaufelten Rotorscheiben ist eine gesamtheitliche Betrachtung des System unumgänglich. Angeregte Scheibenmoden können über Kontaktanregung im Schaufelfuß (je nach Fußgeometrie) zu erheblichen Schaufelschwingungen, und damit Teils unabhsehbaren Auswirkungen bei Nichtbeachtung führen.

Daher wird im Zuge dieses Unterkapitels auf die Betrachtung beschaufelter Rotorscheiben (im Gegensatz zu Blisks etwa) und das Schwingungsverhalten derartiger rotierender Strukturen Wert gelegt.

3.3.1 Beschaufelte Rotorscheiben

Grundsätzlich besitzen beschaufelte Rotorscheiben wie jede andere Struktur modale Eigenschaften. Die Schwingungseigenschaften mit ihren Eigenfrequenzen und Eigenformen können/müssen, zum besseren Verständnis, bei beschaufelten Rotorscheiben genauer definiert werden.

H. Irretier [69] und M. Imregun [70] teilen die Eigenschwingungseigenschaften solcher Systeme wie folgt ein:

- Schaufelschwingungen (Blade-alone Modes)
- Scheibenschwingungen (Disk-alone Modes)
- Gekoppelte Schwingformen (Coupled Modes)

Gekoppelte Schwingungsformen sind sehr schwer zu definieren, da theoretisch jede Scheibenschwingung Schaufelschwingungen zur Folge hat und demnach ein „Spezialfall“ von gekoppelten Schwingungen darstellt. Je nach Literatur werden diese unterschiedlich definiert, wobei teilweise aufgrund umgangssprachlicher Definition hier Unstimmigkeiten entstehen können.

Daher sei an dieser Stelle festgehalten, dass fortfolgend aufgrund der ursprünglichen Herkunft des/der Mode(n) eine Unterscheidung in Blade Modes und Disk Modes getroffen wird. Die Beurteilung der experimentell gemessenen Schaufelschwingungen erfolgt demnach, neben der angeregten Eigenfrequenz und deren Amplitudenlevel, zusätzlich nach ihrer Herkunft.

3.3.2 Schaufelschwingungen (Blade Modes)

Jede einzelne Schaufel kann vereinfacht als einseitig eingespannter Träger betrachtet werden. Abbildung 16 zeigt einerseits die reale Einspannsituation, mit Hammerkopffußverbindung der Schaufeln, bzw. das mechanische Ersatzmodell eines einseitig eingespannten Trägers.

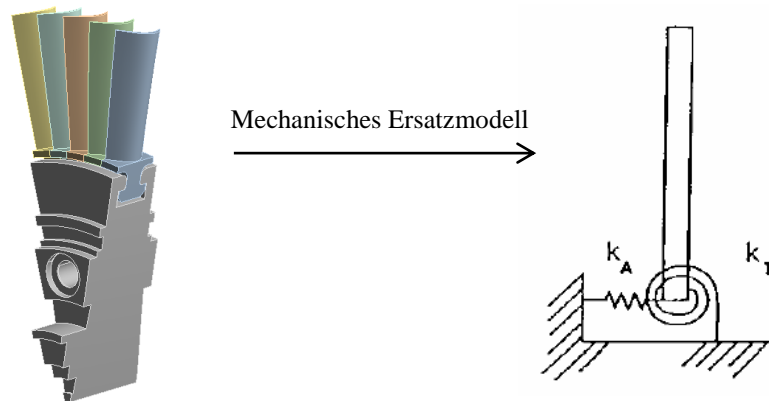


Abbildung 16: Schaufeleinspannung [71]

Wie aus der einschlägigen Literatur bekannt, und wie vereinfacht in Abbildung 17 dargestellt, stellen sich die Eigenformen eines frei schwingenden Kontinuumsschwingers ein.

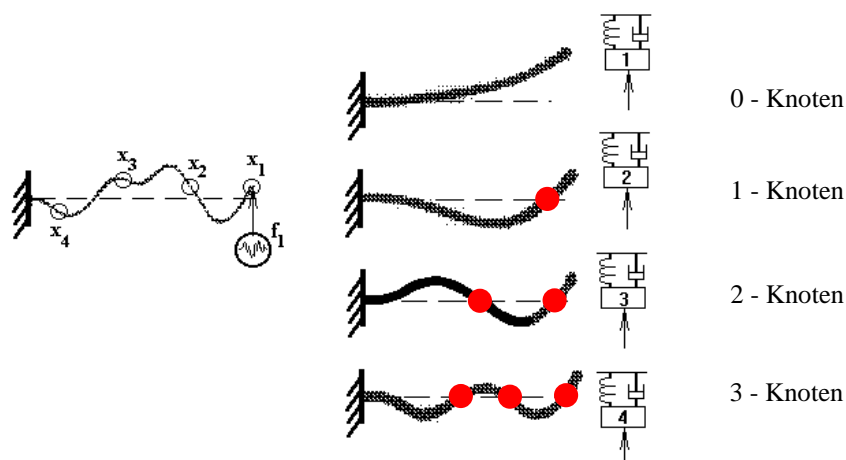


Abbildung 17: Eigenformen des Kontinuumsschwingers [72]

Reduziert man Abbildung 17 ausschließlich auf Biegeschwingungen, bei fester Einspannung, so zeigt sich die 1. Eigenform als einfache Biegung. Die 2. Eigenform mit 1 Knoten stellt den typischen S-Schlag dar gefolgt vom doppelten S-Schlag mit 2 Knoten als 3. Eigenform. Mit steigender Ordnung erhöht sich die Knotenanzahl um jeweils 1. Diese typischen Eigenformen stellen sich auch bei den Schaufeln eines Turbomaschinenrotors ein.

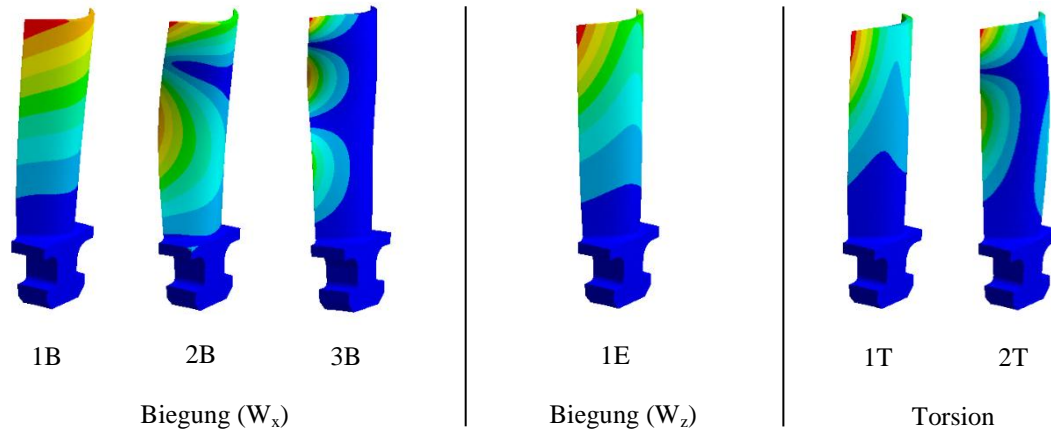


Abbildung 18: Eigenformen – Niederdruckturbinenschaufel [5, 6]

Abbildung 18 zeigt die ersten 6 Eigenformen der Niederdruckturbinenschaufeln jenes Rotors der im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird. Diese typischen Eigenformen stellen sich, unabhängig vom Anwendungsfall, bei jeder Schaufel ein. Unterschieden werden kann dabei zwischen Biege- und Torsionsmoden. Bei den Biegemoden wird zwischen Biegungen bezogen auf das kleine Widerstandsmoment (W_x) bzw. auf das große Widerstandsmoment (W_z) unterschieden. In welcher Reihenfolge diese bei der jeweiligen Anwendung auftreten hängt von der jeweiligen Schaufelgeometrie ab. Im englischsprachigen Raum haben sich die Abkürzungen B (Biegung W_x), E (edgewise, Biegung W_z) und T (Torsion) durchgesetzt.

Natürlich gibt es in weiterer Folge noch eine Vielzahl an Formen höherer Ordnung bzw. Mischformen von Biege- und Torsionsmoden. Aufgrund der Schaufelgeometrie (ähnlich einer C-Form) fallen, in den meisten Fällen, Schubmittelpunkt und Schwerpunkt nicht zusammen. Dadurch lassen sich die resultierenden Eigenformen (höherer Ordnung) oft nicht mehr eindeutig einer Biege- oder Torsionsschwingung zuordnen.

Bei einem beschaufelten Rotor müssen in weiterer Folge nicht alle Schaufeln zwingend in gleicher Phase schwingen. Dies ist unabhängig davon ob die Schaufeln verstimmt oder unverstimmt sind. Außerdem ist die Phasenlage der Schaufeln direkt mit dem Nodal Diameter (ND) der Scheibe, welcher unter 3.3.3 beschrieben wird, gekoppelt. Die umlaufende „Wellenbewegung“ wird in der Fachliteratur als „travelling wave“ und die dazugehörige Form als „travelling wave mode“ definiert. Weiters wird aufgrund des Umlaufsinn in „forward“ und „backward“ wave modes unterschieden. Der resultierende Inter Blade Phase Angle (IBPA) ist ausschließlich von der Schaufelanzahl N und dem Nodal Diameter ND ($ND = 1, 2, \dots N/2$) abhängig und kann wie folgt bestimmt werden:

$$\text{Forward Mode: } 0^\circ < \text{IBPA} < 180^\circ \quad \text{IBPA}_{\text{forward}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot ND}{N} \quad (3.17)$$

$$\text{Backward Mode: } -180^\circ < \text{IBPA} < 0^\circ \quad \text{IBPA}_{\text{backward}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (N - ND)}{N} \quad (3.18)$$

3.3.3 Scheibenschwingungen (Disk Modes)

Bei einem beschauelten Turbomaschinenrotor kommt es etwa durch Forced Response nicht nur alleine zu Schaufelschwingungen. In der gesamtheitlichen Betrachtung des Rotors spielt die Scheibe eine wesentliche Rolle und darf nicht unberücksichtigt bleiben. Anregungsfrequenzen resultierend aus Schaufelreiheninteraktionen können bei Übereinstimmen mit Scheibeneigenfrequenzen diese natürlich ebenso anregen wie die Schaufeln an sich. Durch das Schwingen der Scheibe kommt es in der Folge natürlich zu Schaufelschwingungen. In diesem Fall wird dies als Kontaktanregung im Schaufelfuß definiert.

Bei einer experimentellen Schaufelschwingungsmessung muss das gemessene Antwortspektrum genau analysiert und klar zwischen Schaufel- und Scheibenmoden unterschieden werden. Je nach Anwendungsgebiet können Scheibenschwingungen sogar dominieren. Im speziellen bei dünnen rotierenden Scheiben existieren ähnlich viele Scheiben- wie Schaufelmoden.

Die Scheibenschwingungen können sich grundsätzlich in axialer, radialer und tangentialer Richtung ausbreiten. Eine schematische Darstellung dazu wird in Abbildung 19 gezeigt.

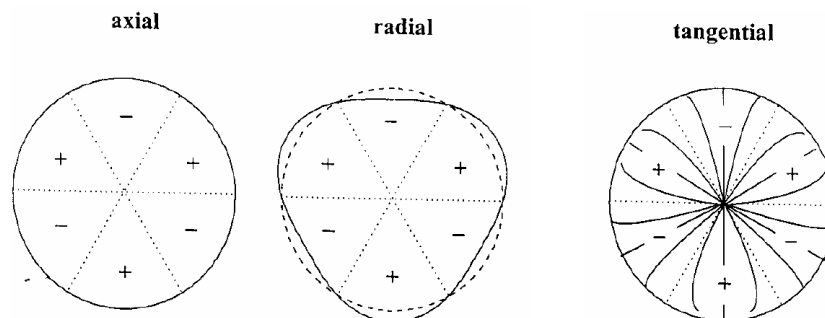


Abbildung 19: Scheibenschwingung – Klassifizierung [71]

Theoretisch können alle Formen von Scheibenschwingungen bei bestimmten Anregungsfrequenzen und/oder Drehzahlen auftreten. Im Rahmen dieser Arbeit sind vor allem die radialen Moden von Bedeutung und werden im Folgenden behandelt.

Die bei einer Scheibenschwingung entstehende Eigenform der Scheibe kann auch als Nodal Diameter (ND) bezeichnet werden. Man kann diesen auch als Knotendurchmesserlinie definieren oder als Anzahl an vollen Sinusschwingungen der umlaufenden Welle (numbers of circumferential travelling waves) um den Umfang der Scheibe.

Eine sehr anschauliche Darstellung und Ausführung über die Dynamik von umfangssymmetrischen Strukturen liefert Wildheim in [73]. Im einfachen Beispiel einer ebenen Platte rotiert eine Kraft F mit der Winkelgeschwindigkeit Ω auf einem Radius R , wie in Abbildung 20 dargestellt.

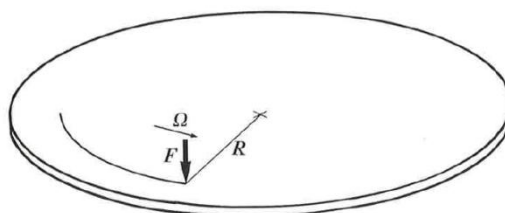


Abbildung 20: Rotierende ebene Scheibe [73]

Die rotierende ebene Scheibe wird durch die äußere Kraft F zu Schwingungen angeregt. Dies hat eine Verformung bzw. ein Verformungsmuster der Scheibe zur Folge welches sich mit einer bestimmten Wellenlänge und einer Ausbreitungsgeschwindigkeit bewegt. Abbildung 21 zeigt schematisch die Definition der Wellenlänge zu einem bestimmten Zeitpunkt.

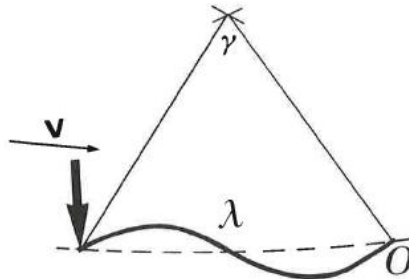


Abbildung 21: Definition Wellenlänge [73]

Ausgehend vom Betrachtungspunkt O kann die Wellenlänge als $\lambda = R \cdot \gamma$ und die Ausbreitungsgeschwindigkeit mit $v = R \cdot \Omega$ definiert werden. Die Periodendauer für eine Wellenlänge ergibt sich zu $T = \frac{\lambda}{v}$. Bewegt sich also die Kraft F in Richtung des Betrachtungspunkt O , so durchläuft diese einen Kreiszyklus einer harmonischen Bewegung mit einer Kreisfrequenz von $\omega = \frac{2\pi}{T}$. Es bildet sich in weiterer Folge, wie vereinfacht in Abbildung 22 dargestellt, eine travelling wave in Umfangsrichtung aus.

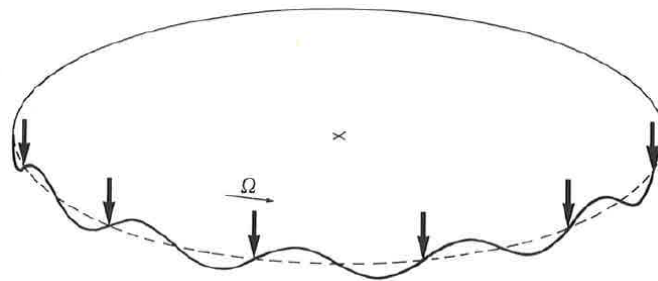


Abbildung 22: Travelling Wave – Punktanregung [73]

Resonanz tritt auf wenn die Anregungsfrequenz mit einer oder mehreren Eigenfrequenz/en Ω_n übereinstimmt:

$$\Omega_n = n \cdot \Omega \quad (3.19)$$

Die Anregung der Eigenfrequenz ist demnach unabhängig von der Wellenlänge sondern nur von der Wellenzahl n abhängig. Bei realen Strukturen wird diese nicht nur von einer Kraft, etc. angeregt sondern erfährt eine Mehrpunktanregung. Beispielsweise wie in Abbildung 22 gezeigt wird dann die Scheibe mit mehreren, in diesem Fall gleichmäßig über den Umfang aufgeteilten, Kräften k -fach angeregt. Resonanz ist in der Folge für die Wellenzahl $n = k, n = 2k, n = 3k, \dots$ möglich.

Die umfangssymmetrische Scheibe weist wie in Abbildung 23 illustriert zyklisch symmetrische Schwingformen auf. Die Abbildung zeigt schematisch den Nodal Diameter. Man bezeichnet die entstehenden Schwingformen einer Scheibe ganz allgemein als Nodal Diameter (ND) bzw. im deutschsprachigen Raum auch als „Knotendurchmesserlinie“. Bei beschauelten Rotoren ist dieser außerdem noch von der Schaufelanzahl abhängig.



Abbildung 23: Nodal Diameter – Schematisch

Die strukturdynamischen Eigenschaften einer beschauelten Rotorscheibe sind ganz wesentlich von der Art der Beschauelung, mit oder ohne Deckband, sowie vor allem von der Geometrie des Schaufelfußes (Steckfuß, Tannenbaum, Hammerkopf, etc.) abhängig. Der maximale Nodal Diameter ist ausschließlich von der Schaufelanzahl N abhängig und kann wie folgt definiert werden:

$$\text{bei gerader Schaufelzahl} \quad ND_{max} = \frac{N}{2} \quad (3.20)$$

$$\text{bei ungerader Schaufelzahl} \quad ND_{max} = \frac{N-1}{2} \quad (3.21)$$

Es stellt sich demnach ein Nodal Diameter $ND = 0, 1, 2, \dots, ND_{max}$ ein. Die Anregung eines Nodal Diameters wie auch Frequenz, Umlaufsinn und Umlaufgeschwindigkeit ist abhängig von der Rotordrehzahl und wird im Interferenz Diagramm unter 3.3.4 näher erläutert.

3.3.4 Schwingungsverhalten von rotierenden Strukturen

Das strukturdynamische Verhalten in Bezug auf die Rotordrehzahl und damit exakt für den jeweiligen Betriebspunkt lässt sich im Campbell Diagramm darstellen. Das mittlerweile gängige Diagramm im Bereich der rotierende Maschinen stellte zu allererst Wilfried Campbell 1924 in [74] vor. Erweitert man das Campbell Diagramm um eine weitere Dimension so lässt sich die der Nodal Diameter in Abhängigkeit der Eigenfrequenz bei der jeweiligen Betriebsdrehzahl bestimmen, sofern dieser angeregt wird. Diese Ebene wird in der Literatur sehr häufig als Interferenz Diagramm (Interference Diagram), ZZENF (Zig-Zag-Shaped Excitation Lines in Nodal Diameters versus Frequency Diagram) oder auch als SAFE (Singh's Advanced Frequency Evaluation) [75] Diagramm bezeichnet.

3.3.4.1 Campbell Diagramm

Im Campbell Diagramm werden die Eigenfrequenzen in Bezug auf die Rotordrehzahl aufgetragen. Dies kann sowohl experimentelle als auch numerische Daten beinhalten.

Die Anregungsfrequenzen können in Abhängigkeit der Drehzahl als Engine Order (EO) Linien nach Gleichung 3.16 eingezeichnet werden. Diese sind linear von der Drehzahl abhängig und stellen somit steigende Geraden im Diagramm wie in Abbildung 24 ersichtlich dar.

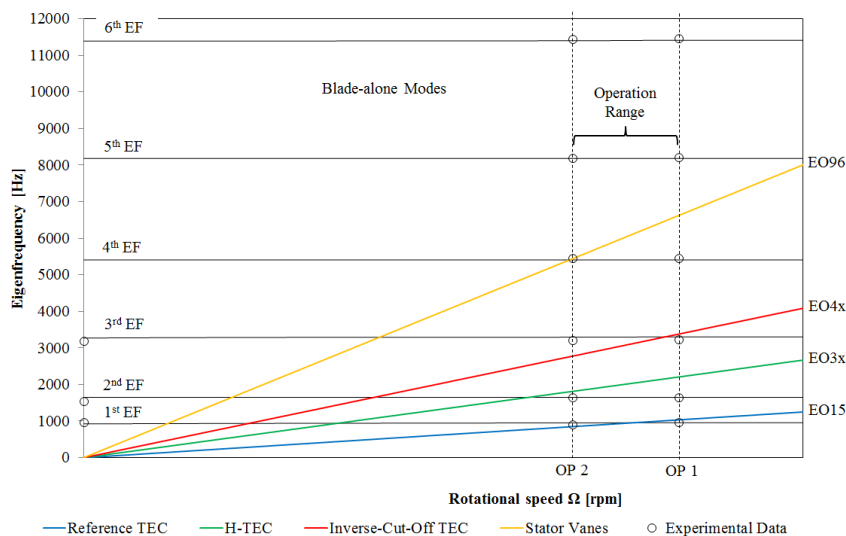


Abbildung 24: Campbell Diagramm - HSL Beschaufelung nach Schönleitner et al. [76]

Ein Schnittpunkt zwischen Eigenfrequenzlinie und EO Linie stellt eine Resonanzstelle dar. Diese muss im Betrieb unbedingt vermieden werden bzw. ist ein definierter Abstand je nach Anwendungsgebiet zu diesem Schnittpunkt vorgeschrieben. Vor allem im Hochlauf bzw. beim Abstellen einer Maschine ist auf ein schnelles Durchfahren dieser Resonanzstellen zu Achten.

Bei ausreichend hoher Dämpfung können die Schwingungsamplituden stark begrenzt werden. Ein Betriebspunkt nahe oder etwa in der Resonanzstelle hat im Hinblick auf die Lebensdauer starken Einfluss und setzt diese deutlich herab bzw. gefährdet unter Umständen einen sicheren Betrieb.

3.3.4.2 Interferenz Diagramm

Für die vertiefte Betrachtung der Scheibenschwingformen kann das Interferenz Diagramm zum Campbell Diagramm hinzugezogen werden. Es stellt dabei die „3. Dimension“ des Campbell Diagramms dar. In der „SAFE“ Ebene wie in Abbildung 25 eingezeichnet ist der Nodal Diameter abhängig von der Eigenfrequenz aufgetragen. Außerdem ist dieser von der Drehzahl abhängig.

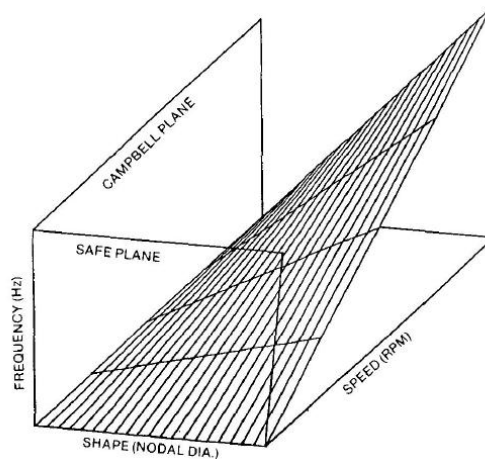


Abbildung 25: Campbell und Interferenz Diagramm – Ebenen [77]

Wildheim fasst in seiner Dissertation [73] sehr umfangreich die Herleitung der Drehzulanregung in der SAFE Ebene zusammen. Er bezeichnet diese allerdings als ZZENZ Diagramm, da die Drehzahllinien, begrenzt durch den maximal möglichen Nodal Diameter, sich Zig-Zag förmig einzeichnen lassen. Dies zeigt exemplarisch Abbildung 26. Dadurch lässt sich grafisch sehr gut zwischen vorlaufenden (forward) und rücklaufenden (backward) Eigenformen (Modes) unterscheiden.

Die Anregungsfrequenz ergibt sich in der linearen Gleichung neben der Schaufelzahl über die Drehzahl. Je höher die Drehzahl, desto größer die Steigung der Zig-Zag Geraden. Der Schnittpunkt der Anregungslinie ω und einer Eigenfrequenzlinie ergibt somit den jeweiligen Nodal Diameter inkl. Umlaufsinn des zugehörigen Modes bei einer spezifischen Drehzahl.

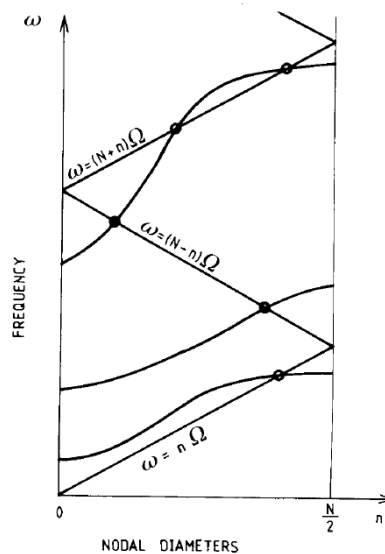


Abbildung 26: ZZENZ Diagramm nach Wildheim [78]

Die Resonanzbedingung im ZZENF Diagramm stellt Wildheim [78] folgendermaßen auf:

$$\omega_n = (k \cdot N \pm n) \cdot \Omega \quad k = -\infty, \dots, +\infty \quad (3.22)$$

mit ω_n ... Eigenfrequenz [Hz]
 Ω ... Drehzahl der Scheibe [Hz]
 k ... Integer [-]
 N ... Schaufelzahl [-]
 n ... Nodal Diameter [-]

Diese Bedingung ist abgeleitet von der statischen Gleichgewichtslage einer Scheibe mit einer konstanten Erregerkraft F (die sich kreisförmig bewegt gemäß Abbildung 20) und ist für alle Moden in Umfangsrichtung einer zyklisch symmetrischen Struktur gültig.

Über das Vorzeichen ergibt sich in weiterer Folge zusätzlich der Drehsinn des jeweiligen Modus. Dazu können 3 Fälle zur Interpretation der allgemeinen Resonanzbedingung nach Gleichung 3.22 beispielhaft angeführt werden:

1. $k = 0, \omega_n = n \cdot \Omega :$

Das positive Vorzeichen kennzeichnet die gleiche Drehrichtung der „travelling wave“ wie die der Scheibe und wird als „forward Mode“ bezeichnet. Bei $k = 0$ dreht sich der Umfangsmodus mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit wie die Scheibe und die travelling wave folgt der Anregerkraft.

2. $k = -1, \omega_n = -(N + n) \cdot \Omega :$

Das negative Vorzeichen kennzeichnet einen entgegen der Drehrichtung der Scheibe laufenden Modus. Die Winkelgeschwindigkeit dieses „backward Modes“ kann außerdem ein Vielfaches von jener der Scheibe erreichen, vor allem bei Rotoren mit sehr großen Schaufelzahlen N und einem Betriebspunkt mit sehr kleinem Nodal Diameter n .

3. $k = 1, \omega_n = (N + n) \cdot \Omega :$

Das positive Vorzeichen kennzeichnet wiederum eine forward Mode in Drehrichtung der Scheibe. Die Winkelgeschwindigkeit dieses forward Modes kann im Gegensatz zu Fall 1 und ähnlich zu Fall 2 ein Vielfaches von jener der Scheibe erreichen.

Bei einer harmonischen Erregerkraft mit der Frequenz ω_F ergibt sich die Resonanzbedingung zu:

$$\omega_n = |\pm(k \cdot N + n) \cdot \Omega \pm \omega_F| \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (3.23)$$

$$\omega_n = |\pm(k \cdot N - n) \cdot \Omega \pm \omega_F| \quad (3.24)$$

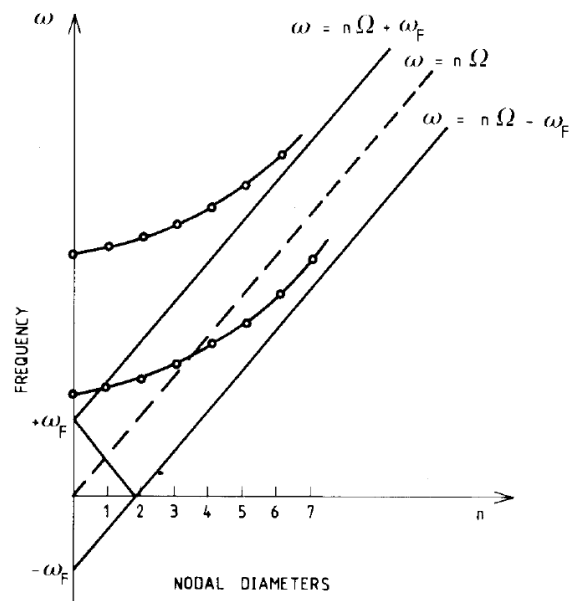


Abbildung 27: Beispiel eines Interferenzdiagrammes einer harmonischen Anregungskraft ω_F [78]

Abbildung 27 zeigt das Beispiel einer harmonischen Anregungskraft im Interferenzdiagramm. Eingezeichnet sind neben den Eigenfrequenzlinien (vs. dem Nodal Diameter) die Anregungsfrequenzen als Resultat der linearen Gleichung 3.22.

Durch ein Variieren oder Verändern der Anregungsfrequenz ω_F oder der Scheibendrehzahl Ω , oder einem gleichzeitigen Ändern von Anregungsfrequenz und Scheibendrehzahl, kann die Drehrichtung des umlaufenden Modes (der travelling wave) beeinflusst werden. Außerdem kann bei genauer Kenntnis der Eigenfrequenzen ein Resonanzfall $\omega = \omega_n$ (Schnittpunkt im Interferenzdiagramm) vermieden werden.

Wird eine zyklisch symmetrische Struktur durch eine gleichmäßig verteilte Kraft zu Schwingungen angeregt so vereinfachen sich Gleichung 3.23 und 3.24 zu:

$$\omega_n = (k \cdot N + n) \cdot \Omega \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (3.25)$$

$$\omega_n = (k \cdot N - n) \cdot \Omega \quad (3.26)$$

3.4 Modalanalyse

Die Grundlagen der numerischen wie auch der experimentellen Modalanalyse werden hier nicht genauer ausgeführt. Diese wurden bereits vielfach in der Fachliteratur publiziert und finden im Zuge dieser Arbeit mehrfach ihre Anwendung.

3.4.1 Experimentelle Modalanalyse

Einen sehr guten allgemeinen Überblick über verschiedene Möglichkeiten und Verfahren der experimentellen Modal- und Frequenzanalyse fasst z.B. Irretier in [79, 80] zusammen. Er geht zudem vor allem hervorragend auf den Bereich der Signalauswertung und –aufbereitung ein.

Impulshammerversuche an Leiterstäben von Generatoren wurden von Schönleitner bereits in seiner Diplomarbeit [81] durchgeführt und zusammengefasst.

Traussnig fasst in seiner Diplomarbeit [82] Impulshammer- wie auch Shaker Versuche an verschiedenen Niederdruckturbinenrotoren zusammen und erläutert darin auch den analytischen Hintergrund.

3.4.2 Numerische Modalanalyse

Die mathematischen Grundlagen der numerischen Modalanalyse wurden ebenso vielfach publiziert und werden in sämtlichen numerischen Arbeiten im Bereich der Strukturmechanik, dynamischen Aeroelastik, Maschinen- und Rotordynamik, etc. angeführt und zusammengefasst.

Die numerischen Berechnungen und Analysen im Zuge dieser Arbeit wurden begleitend und anwendungsorientiert durchgeführt. Sämtliche numerische Berechnungen wurden ausschließlich mit kommerziell erhältlicher Softwarepakete von Ansys® 15.0 ausgeführt.

4 Prüfstand und Messtechnik

Dieses Kapitel widmet sich der genauen Beschreibung zu den durchgeführten experimentellen Versuchen. Neben dem Prüfstandsaufbau und der Anlagenbeschreibung werden vor allem die unterschiedlichen Versuchskonfigurationen erläutert. Diese beinhalten neben den unterschiedlichen Austrittsgehäusedesigns, die Betriebspunktdefinitionen sowie die eingesetzte Messtechnik.

4.1 Verdichteranlage

Der subsonische Turbinenprüfstand (STTF-AAAI Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations) am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik wie in Abbildung 28 dargestellt wird von einer elektrisch betriebenen 3,3MW Verdichtereinheit im Keller des Hauses mit verdichteter Luft betrieben.

Mehrere zur Verfügung stehende Verdichter stellen mit einer Vielzahl an unterschiedlichen möglichen Fahrweisen einen Massenstrom bei max. Druckverhältnis von theoretisch 10 bei. Das Druckverhältnis wird dabei nur durch die Auslegungsgrenzen des Spiralgehäuses des STTF-AAAI begrenzt. Durch die eingebundene Rückkühlanlage kann die Temperatur der verdichteten Luft zwischen 35°C und 140°C je nach Druckverhältnis beliebig variiert werden. Dadurch kann der jeweilige Betriebspunkt eingestellt werden. Zahlreiche Sicherheitsvorrichtungen wie z.B. Bypassventile etc., ermöglichen einen sicheren Prüfstandsbetrieb bei dem im Notfall sofort die Luftversorgung unterbrochen wird.

Details zur Verdichterstation und deren Betrieb, die für sämtliche Prüfstände am Institut eingesetzt wird, werden von Pirker et al. [83] beschrieben.

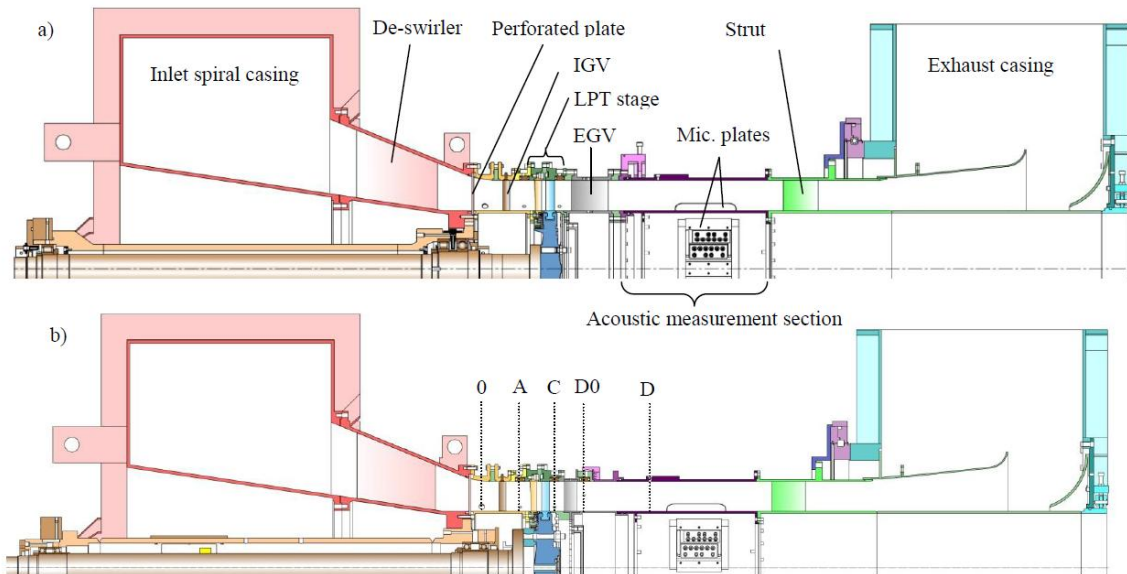


Abbildung 28: Schnittdarstellung des subsonischen Ein-Wellen Prüfstandes *STTF-AAAI* [84];
 Versuchskonfiguration a) StandardTEC und LeanTEC und b) HTEC und
 Inverse-Cut-Off TEC

4.2 Prüfstandsaufbau

Der subsonische Ein-Wellen Prüfstand *STTF-AAAI* wird in der Schnittdarstellung in Abbildung 28 gezeigt. Abbildung a) zeigt dabei die Versuchskonfiguration für Standard TEC und Lean TEC (wie unter 4.5 genauer erläutert). Abbildung b) die Konfiguration für Inverse-Cut-Off TEC und H-TEC. Wichtig ist dabei zu erwähnen, dass trotz unterschiedlicher Sehnenlängen der TEGVs die axiale Position der Vorderkante, und damit der Abstand zum Rotor, immer konstant gleich ist.

Der Prüfstand an sich wurde im Zuge des Europäischen Forschungsprojektes VITAL ausgelegt, konstruiert und am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz aufgebaut. Darin wurden auch die ersten Messungen durchgeführt. Selic et al. [85, 86] erweiterten kontinuierlich den Prüfstand in Punkto Messtechnik und Anlagenbauteile und führten die Forschungen im Bereich der Niederdruckturbine weiter.

Generell zeichnet sich dieser Niederdruckturbinenprüfstand in seiner Charakteristik als rotierendes System aus, der so, neben einer Vielzahl an Kaskadenprüfständen an diversen Forschungseinrichtungen, einzigartig in Europa ist.

Stand 2016 können neben aerodynamischen und akustischen Messungen nun auch Schaufelschwingungsmessungen der Rotorbeschaufelung durchgeführt werden.

Die verdichtete Luft, welche von der Verdichteranlage zur Verfügung gestellt wird, tritt über das Einlaufspiralgewehr in den Prüfstand ein. Im Einlaufgehäuse wird die tangentialen Zufluss um 90° in Maschinenachse und somit in eine axiale Zufluss für die Turbinenstufe umgelenkt. Der Drall aufgrund der tangentialen Zufluss wird durch die ebenfalls im Einlaufgehäuse integrierten De-swirler kompensiert. Um eine möglichst homogene Zufluss der Turbinenstufe zu gewährleisten, ist ein Lochblech eingebaut. Dieses verringert Nachlaufzellen bzw. andere Inhomogenität des De-swirler. Im Einlaufgehäuse ist außerdem die Rotorwelle gelagert.

Dem De-swirler folgt die Niederdruckturbinenstufe die untersucht wird. Das Vorleitrad bzw. die sogenannten IGV (Inlet Guide Vanes) garantieren die richtige Zufluss zum Stator und können verändert werden. Damit kann theoretisch jede beliebige Turbinenstufe untersucht werden. Die Niederdruckturbinenstufe selbst besteht in diesem Fall wie in Abbildung 29 schematisch dargestellt aus Stator (LP Vane), Rotor (LP Rotor) sowie dem Austrittsgewehr (TEC) mit den integrierten EGV (Exit Guide Vanes).

Nach dem Passieren der Akustikmessstrecke gelangt die Luft durch das Abluftgehäuse in die Umgebung zurück. Man spricht damit von einem „open-loop“ Prozess der natürlich den Umgebungsbedingungen (Wetterlage, Luftdruck, Außentemperatur) unterworfen ist.

Die Drehzahl der Rotorwelle wird ferner über eine Wasserbremse geregelt und so neben Luftmassenstrom, Druck und Temperatur der jeweilige Betriebspunkt eingestellt. Um eine möglichst hohe Betriebsstabilität zu erreichen wurde der Wellenstrang mit einer Schwungmasse ergänzt. Diese kompensiert einerseits kleine Drehzahlschwankungen und ist eine weitere Sicherheitseinrichtung im Notfall. Bei einer Fehlfunktion des Prüfstandes kann ein unkontrolliertes Durchgehen der Rotorwelle durch diesen zusätzlichen „Energiespeicher“ verhindert werden.

Konstruktive Details zum Prüfstand wie zur Auslegung des subsonischen Prüfstandes STTF-AAAI wurden von Moser [87] zusammengefasst. Durch das gewählte Grundkonzept des Prüfstandes ist es möglich nahezu alle Baugruppen zu adaptieren. IGV, Stator wie auch der Rotor und das Austrittsgewehr können beliebig geändert und in den Prüfstand integriert werden.

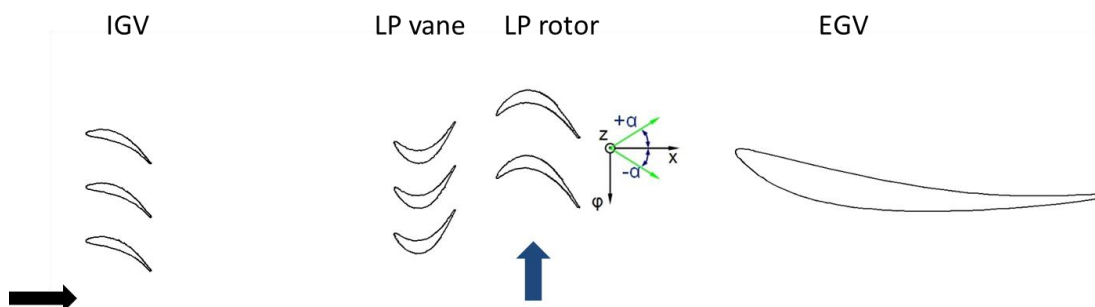


Abbildung 29: Schematische Darstellung der Niederdruckturbinenstufe im Mittelschnitt [62]

4.3 Niederdruckturbine - Stufenkonfiguration

Die Niederdruckturbinenstufe des STTF-AAAI Prüfstandes entspricht 1.5 Stufen eines kommerziellen Flugtriebwerkes. Das heißt, neben Stator und Rotor ist noch das Austrittsgehäuse angefügt in dem keine Energieumwandlung von Strömungsenergie in mechanische Energie mehr passiert. Vielmehr sollte das Austrittsgehäuse (TEC) bzw. genauer die EGV der Art konstruiert sein, sodass möglichst drallfreie und axiale Abströmung garantiert wird. Neben aerodynamischen und derzeit auch strukturmechanischen Anforderungen muss das TEC in Zukunft vor allem auch akustischen Anforderungen genügen. Der Luftstrom verlässt über das TEC das Triebwerk in die Umgebung wodurch das TEC eine maßgebliche Schallquelle darstellt. Untersuchungen hierzu wurden mit verschiedenen Rotorgeometrien von Marn et al. [88] sowie Selic et al. [89] durchgeführt und publiziert. Akustische Aspekte der unterschiedlichen TECs werden im Zuge dieser Arbeit nicht näher ausgeführt.

Im Detail wird im Zuge dieser Arbeit, der Einfluss der unterschiedlichen TECs in Bezug auf die Schwingungsanregung und in weiterer Folge der Schaufelschwingungen der Rotorbeschaufelung experimentell untersucht. Die unterschiedlichen TEC Konfigurationen werden im Kapitel 4.5 genau erläutert.

Genauere Details zur Stufenkonfiguration jener Ausführung die im Zuge dieser Arbeit behandelt wird finden sich in Tabelle 1. Dem IGV mit 83 Schaufeln folgt der Stator mit 96. Dies ist ebenfalls in Abbildung 30 illustriert. Der Rotor mit 72 Schaufeln wird in Kapitel 6 detailliert analysiert und charakterisiert. Dies ist zwingend notwendig, da nur so das experimentell gemessene Spektrum gemäß Kapitel 7 beurteilt und bewertet werden kann.

Die axialen Abstände zwischen IGV/ Stator, Stator/ Rotor sowie Rotor/EGV Vorderkante sind bei allen Versuchskonfigurationen identisch um somit Vergleiche ziehen zu können. Details zu den geometrischen Abmessungen wurden bereits von Moser [87] publiziert.

Grundsätzlich beträgt der Rotordurchmesser rund die Hälfte im Vergleich zu jenem einer Niederdruckturbine eines kommerziellen Flugtriebwerkes wodurch sich die Rotordrehzahl im Prüfstandsbetrieb erhöht. Damit bleibt die aerodynamische Stufenbelastung gleich und der reale Betriebspunkt wie im Triebwerk stellt sich ein.

Tabelle 1: Stufenkonfiguration

		IGV	Stator	Rotor
Schaufelzahlen	-	83	96	72
Axiale Sehnenlänge	mm	20	17	23
Aspect ratio	-	4	4.71	3.48
<hr/>				
Stator -Rotor Axialabstand	mm	12		
Hub/Tip ratio		0.6596		

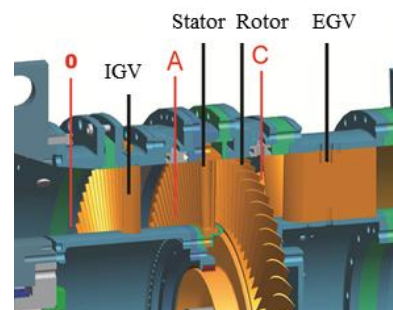


Abbildung 30: Stufenkonfiguration STTF-AAAI

4.4 Betriebspunkte

In dieser Arbeit werden die Rotorschaufelschwingungen bei zwei unterschiedlichen Betriebspunkten beurteilt. Diese sind sowohl für die aerodynamischen Messungen als auch der Schaufelschwingungsmessungen identisch. Die Betriebspunkte sind einerseits mit der Intension triebwerksrealistische Bedingungen zu untersuchen wie auch andererseits aufgrund der strukturdynamischen Eigenschaften des Rotors gewählt. Dadurch können eine Vielzahl an Parametern berücksichtigt und untersucht werden, welche die Schwingungscharakteristik der Rotorbeschaufelung maßgeblich beeinflussen.

4.4.1 Betriebspunkt Landeanflug – Approach (Betriebspunkt 1)

Der Betriebspunkt Approach stammt ursprünglich aus der Akustik und ist einer von 3 Zertifizierungspunkten, welche die internationale Zivilluftfahrtsbehörde ICAO (International Civil Aviation Organization) vorschreibt. Wie in Abbildung 31 gezeigt, ist eine definierte Flugbahn mit einem Gleitwinkel von 3° vorgeschrieben. Der Triebwerksschub wird dabei auf ca. 50 bis 60 Prozent reduziert. Dadurch verringert sich der Strahlärm und so tritt neben dem Fan auch die Niederdruckturbine als dominante Schallquelle zum Vorschein. Dieser Betriebspunkt spielt daher auch in der strukturdynamischen Auslegung eine entscheidende Rolle, und ist daher der zentrale Betriebspunkt in den Untersuchungen in dieser Arbeit. Betriebspunkt Approach wird fortan als Betriebspunkt 1 (BP1) definiert.

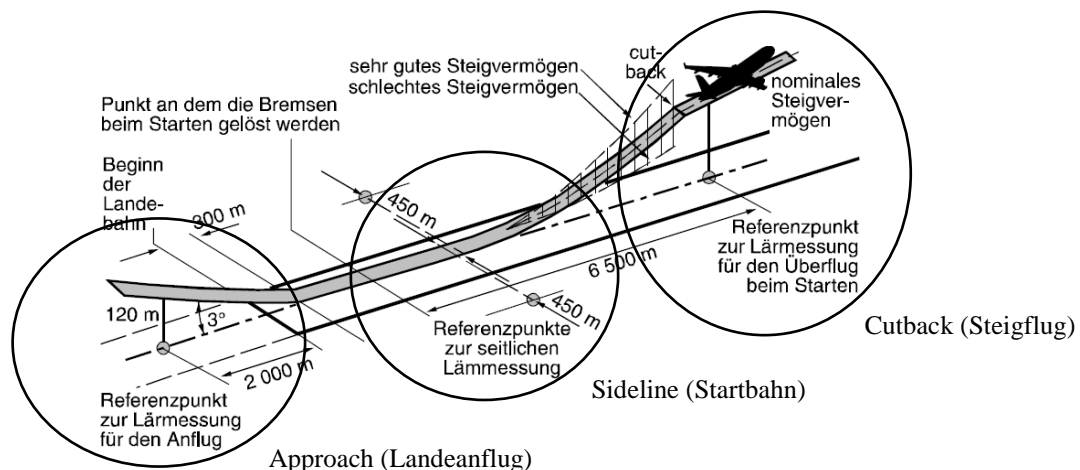


Abbildung 31: Beschreibung der drei wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [90]

4.4.2 Aerodynamischer Betriebspunkt – ADP (Betriebspunkt 2)

Die Betriebsbedingungen eines modernen Triebwerks sind im aerodynamischen Betriebspunkt ADP (Aero Design Point) so gewählt, dass sie jenen im Reiseflug entsprechen. ADP spielt daher neben dem Betriebspunkt Approach eine zentrale Rolle im Design Prozess. Bei ADP ergeben sich mit den jeweiligen TEC Konfigurationen besonders hohe Anforderungen an die Rotorbeschaufelung, wie in der Rotorcharakterisierung in Kapitel 6 gezeigt.

4.4.3 Betriebspunktdefinitionen am Prüfstand

Die Betriebspunktdefinitionen für den Prüfstandsbetrieb finden sich in Tabelle 2. Aufgrund der Tatsache, dass der Prüfstand in einem open-loop betrieben wird, ist es wichtig, dass Stufen-Druckverhältnis richtig einzustellen. Das ausschließliche Beachten der Eintrittsbedingungen am Prüfstand etwa würde zu falschen Betriebspunkten führen, da der Gegendruck im Abluftgehäuse direkt vom Umgebungsluftdruck abhängig ist.

Tabelle 2: Betriebspunktdefinition für Approach und ADP

			Approach	ADP
Total Temperatur Eintritt	$T_{t,IN}$	°C	100	100
Stufen-Druckverhältnis	$p_{t,IN}/p_{t,OUT}$	-	1.155	1.131
Massenstrom	\dot{m}	kg/s	7.28	7.07
Reduzierter Massenstrom	m_{red}	kg/s	6.94	6.86
Drehzahl	n	min^{-1}	4140	3400
Reduzierte Drehzahl	n_{red}	min^{-1}	3654	2997
Rotor Reynoldszahl	-	-	150000	165000

4.5 Austrittsgehäuse (Turbine Exit Casing – TEC)

Der zentrale Teil dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Rotorbeschaufelung bei verschiedenen Turbinenausstrittsgehäusen (Turbine Exit Casing - TEC). Diese variieren sowohl in ihren unterschiedlichen Schaufelgeometrien (Vanen) wie auch Schaufelanzahlen und sind das Resultat von aerodynamischen und/oder akustischen Randbedingungen bei der Auslegung.

4.5.1 Referenzkonfiguration – Standard TEC

Das Design der Schaufeln (EGV) des Standard TECs ist von einem State of the Art EGV abgeleitet welches bereits in kommerziellen Flugtriebwerken eingesetzt wird. Dieses Design ist demnach das Resultat jahrelanger Forschungs- und Entwicklungsarbeit welche erfolgreich in der Serie eingesetzt wird. Daher wird es in dieser Arbeit als Referenzkonfiguration definiert mit dem alle anderen TECs, die Weiter- und/oder Neuentwicklungen sind, verglichen werden.

Tabelle 3 listet Details zum TEC und dem EGV für beide Betriebspunkte inklusive der Reynoldszahlen auf. Die Reynoldszahlen werden über die Machzahl am TEC Eintritt und der Sehnenlängen des EGV bestimmt. In Abbildung 32 sind das TEC sowie das EGV dargestellt.

Tabelle 3: Technische Daten Standard TEC

Schaufelanzahl	-	15
Axiale Sehnenlänge	mm	100
Aspect ratio	-	0.8
Diffusionzahl ADP	-	0.5
Reynoldszahl ADP	-	375000
Reynoldszahl Approach	-	340000

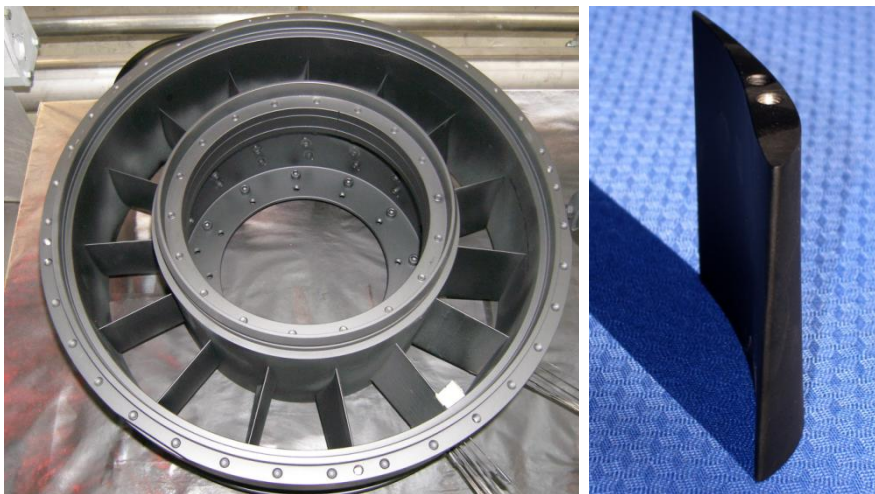


Abbildung 32: StandardTEC; TEC (links) und EGV (rechts) [62]

4.5.2 Akustisch optimiertes Austrittsgehäuse – Lean TEC

Das Lean TEC ist eine Modifikation des Standard TEC. Bei dieser Modifikation handelt es sich um eine akustische Optimierung um den Schalldruckpegel am TEC Austritt zu reduzieren. Die Optimierung wurde von Broszat et al. [91] durchgeführt und publiziert. In einer Parameterstudie wurden sowohl die Schaufelzahl ausgehend vom Standard TEC, wie auch eine Winkelanstellung in Umfangsrichtung der EGV der so genannte Lean, in Bezug auf den resultierenden Schalldruckpegel untersucht. Dabei stellte sich eine starke Abhängigkeit zum Nachlauf (Wake) des Rotors heraus.

Da der Wake des Rotors einen Winkel in Umfangsrichtung von rund 30° zeigt wurde ein EGV von 20° entgegen der Rotordrehrichtung gewählt. Broszat et al. [91] demonstrierten, dass ein möglichst kleiner Winkel zwischen Rotorwake und EGV Lean den Schalldruckpegel am stärksten vermindern kann. Das Vane Profil selbst wurde im Vergleich zum Standard TEC nicht geändert ebenso wie die Schaufelzahl.

Tabelle 4 listet Details zum TEC und dem EGV für beide Betriebspunkte einschließlich der Reynoldszahlen auf. Die Reynoldszahlen werden über die Machzahl am TEC Eintritt und der Sehnenlängen des EGV bestimmt. In Abbildung 33 sind das TEC sowie das EGV dargestellt wobei deutlich der EGV Lean von 20° erkennbar ist.

Tabelle 4: Technische Daten Lean TEC

Schaufelanzahl	-	15
Axiale Sehnenlänge	mm	100
Aspect ratio	-	0.8
Diffusionzahl ADP	-	0.5
Reynoldszahl ADP	-	375000
Reynoldszahl Approach	-	340000

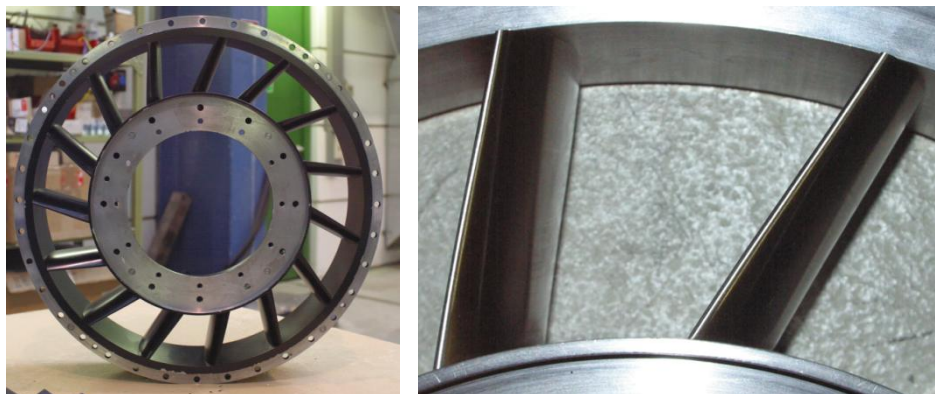


Abbildung 33: LeanTEC [62]

4.5.3 Aerodynamisch und akustisch optimiertes Austrittsgehäuse - Inverse-Cut-Off TEC

Ebenso wie das Lean TEC versucht das Inverse-Cut-Off TEC den Schalldruckpegel am TEC Austritt zu reduzieren. Die Grundidee hierbei ist, die Interaktionsmoden die zwischen zwei Schaufelreihen entstehen bei bestimmten Frequenzen zu unterdrücken und damit den Schalldruckpegel zu senken. Dazu gibt es zwei Designphilosophien, nämlich cut-on oder cut-off. Je nachdem für welche man sich entscheidet sind die daraus resultierenden Interaktionsmoden ausbreitungsfähig oder werden unterdrückt. Da sich im Designprozess, der in [92] beschrieben wird, dieses EGV die cut-off Philosophie als zielführende erarbeitet wurde, trägt das Inverse-Cut-Off TEC daraus seinen Namen.

Beim Inverse-Cut-Off TEC war das Hauptziel die Interaktionsmoden im akustisch relevanten Bereich gemäß [92] zwischen Rotor und EGV für beide Betriebspunkte zu unterdrücken. Die Interaktionsmoden sind nach Tylor und Sofrin [66] vom Verhältnis der Rotorschaukeln (blades) zu den TEC Schaufeln (Vaness) abhängig. Gemäß der cut-off Bedingung nach Gleichung 4.1, ist für ein Unterdrücken der relevanten Interaktionsmoden ein bestimmtes Vane/Blade Verhältnis einzuhalten.

$$\frac{n}{k} \left(\frac{\frac{\omega \cdot r}{a}}{M_\phi - \sqrt{1 - M_x}} - 1 \right) \leq \frac{V}{B} \leq \frac{n}{k} \left(\frac{\frac{\omega \cdot r}{a}}{M_\phi + \sqrt{1 - M_x}} - 1 \right) \quad (4.1)$$

Das Resultat des Optimierungsprozess für das Inverse-Cut-Off TEC ist eine Skalierung des EGV Profils des Standard TEC um rund 1/3 und eine Erhöhung der Schaufelzahl. Die Erhöhung der Schaufelzahl ergibt sich aus der Verminderung der axialen Breite und erfüllt damit das Kriterium einer konstant bleibenden aerodynamischen Belastung.

Tabelle 5 listet Details zum TEC und dem EGV für beide Betriebspunkte inklusive der Reynoldszahlen auf. Die Reynoldszahlen werden über die Machzahl am TEC Eintritt und der Sehnenlängen des EGV bestimmt. In Abbildung 34 sind das TEC sowie das EGV dargestellt.



Abbildung 34: Inverse-Cut-Off TEC; EGV (links) und TEC (rechts) [62]

Tabelle 5: Technische Daten Inverse-Cut-Off TEC

Schaufelanzahl	-	>40
Diffusionzahl ADP	-	0.6
Reynoldszahl ADP	-	131000
Reynoldszahl Approach	-	119000

4.5.4 Aerodynamisch optimiertes Austrittsgehäuse – H-TEC

Die aerodynamische Optimierung des HTEC erfolgte auf Basis des Standard TEC mittels „multi-point-optimisation“ vom Profilschnitt bei 33% span. Das Ergebnis jenes Profilschnittes wurde anschließend in einer Reihe von Versuchen in der 2D Kaskade der Technischen Universität Braunschweig analysiert und von Koch et al. [93] publiziert. Neben der optimierten Aerodynamik mit einer deutlichen Profilverlustsenkung gegenüber dem Standard TEC sind sowohl Fertigungstoleranzen als auch eine Abnutzung durch Alterung in der Auslegung mitberücksichtigt.

Tabelle 6 listet Details zum TEC und dem EGV für beide Betriebspunkte inklusive der Reynoldszahlen auf. Die Reynoldszahlen werden über die Machzahl am TEC Eintritt und der Sehnenlängen des EGV bestimmt. In Abbildung 35 sind das TEC sowie das EGV dargestellt.

Tabelle 6: Technische Daten HTEC

Schaufelanzahl	-	>30
Diffusion number ADP	-	0.6
Reynoldszahl ADP	-	139000
Reynoldszahl Approach	-	126000



Abbildung 35: HTEC; EGV (zwei Ansichten links) und TEC (rechts) [62]

4.6 Messtechnik

Das Unterkapitel Messtechnik beschreibt die erforderliche Messtechnik für diese Arbeit. Einerseits wird die Aerodynamik mittels 5-Loch-Sonde vermessen. Auf der anderen Seite wird, zur experimentellen Schaufelschwingungsmessung der Rotorbeschaufelung, ein völlig neuartiges hochleistungsfähiges Sensortelemetriesystem im Zuge dieser Arbeit aufgebaut und erstmalig am Prüfstand eingesetzt.

4.6.1 Betriebspunktüberwachung

Die Messung der Eintrittsbedingungen erfolgt durch Totaldruck und Totaltemperatursonden welche als Einloch-Kiel-Sonden ausgeführt. Diese erlauben aufgrund ihres großen Messbereiches eine sichere Überwachung. Nach [94] führen Fehlanströmungen von $\pm 29^\circ$ nur zu geringen Messabweichungen ($<1\%$). Die Temperatursonden sind mit Thermoelementen vom Typ K instrumentiert. Der Austrittsdruck am Abluftgehäuse wird über statische Wandbohrungen gemessen. Unter der Annahme, dass aufgrund der niedrigen Geschwindigkeiten $p_{\text{stat}} = p_t$ definiert werden kann, ergibt sich das Totaldruckverhältnis über die gesamte Maschine zu:

$$\pi = \frac{p_{t,IN}}{p_{t,OUT}} \quad (4.2)$$

Die Messgenauigkeit aller Druckmessungen beträgt $\pm 1\text{mbar}$ und jene der Thermoelemente $\pm 0.5\text{K}$.

Eine Staudrucksonde dient der Massenstrommessung in der Zulaufleitung. Details über die Auslegung, etc. finden sich in [95]. Die Messgenauigkeiten der Staudrucksonden sind gemäß Tabelle 7:

Tabelle 7: Messgenauigkeit Staudrucksonde [95]

Betriebspunkt	Absolutfehler [kg/s]	Relativfehler [%]
Approach	$\pm 0,082$	0,54
ADP	$\pm 0,132$	0,88

Um die durchgeführten Messungen vergleichen zu können, müssen die maßgeblichen Ähnlichkeitsgrößen erfüllt sein. Da die Mach'sche Ähnlichkeit die wesentliche Beziehung darstellt sind im Betrieb die reduzierten Größen der Masse und Drehzahl, wie in Tabelle 2 definiert, einzuhalten. Damit können bei den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen die richtigen Strömungsgrößen eingestellt werden. Temperatur und Druck werden weiters auf entsprechende Werte der ISO-Standardatmosphäre ($T_{t,ref}$ und $p_{t,ref}$) bezogen.

$$\text{Reduzierte Drehzahl} \quad n_{red} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{t,IN}}{T_{t,ref}}}} \quad (4.3)$$

$$\text{Reduzierter Massenstrom} \quad \dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{\frac{T_{t,IN}}{T_{t,ref}}}{\frac{p_{t,IN}}{p_{t,ref}}}} \quad (4.4)$$

Alle Messungen wurden bei stabilem Betriebspunkt durchgeführt. Die Drehzahlswankungen sind kleiner als 0.2%. Die Betriebsparameter (Stufen-Druckverhältnis, Drehzahl, reduzierte Drehzahl, Totaldruck und Totaltemperatur am Eintritt) aller Messungen, die über einen längeren Zeitraum durchgeführt wurden, liegen innerhalb einer Toleranz von $\pm 0.5\%$ relativer Messabweichung.

4.6.2 Aerodynamik - 5-Loch-Sonde

Die stationären Strömungsfeldmessungen wurden mit einer 5-Loch-Sonde in Ebene C, zwischen Rotor und TEC Eintritt, durchgeführt. Die Messungen wurden in einem Sektor der einer Schaufelteilung des jeweiligen TECs entspricht durchgeführt.

4.6.2.1 5-Loch-Sonde

Die für diese Arbeit eingesetzte 5-Loch-Sonde wurde von der RWTH Aachen am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen [96] gefertigt und kalibriert. 5-Loch-Sonden sind pneumatische Sonden zur Messung zeitlich gemittelter Strömungsparameter. Dazu zählen etwa Totaldruck, statischer Druck, die Machzahl sowie Strömungswinkel (Yaw- und Pitch Angle). Die eingesetzte 5-Loch-Sonde ermöglicht zudem die parallele Messung von Totaltemperatur und statischer Temperatur mit Hilfe einer zusätzlichen Temperaturmessstelle (Thermoelement Typ K) die unterhalb des Sondenkopfes eingesetzt ist. Damit können die Strömungsgeschwindigkeiten und der Massenstrom im jeweiligen Messbereich rechnerisch ermittelt werden.

Die geometrischen Abmessungen der 5-Loch-Sonde können aus Abbildung 36 entnommen werden. Die Winkeldefinitionen sind in Abbildung 36, rechts, dargestellt.

Die Einhaltung des Kalibrierbereiches, der in Tabelle 8 angeführt ist, ist mit der Einschränkung möglich, dass nur der Seitenwinkel (α , Yaw) nicht aber der Höhenwinkel (γ , Pitch) während der Messung ausgerichtet werden kann.

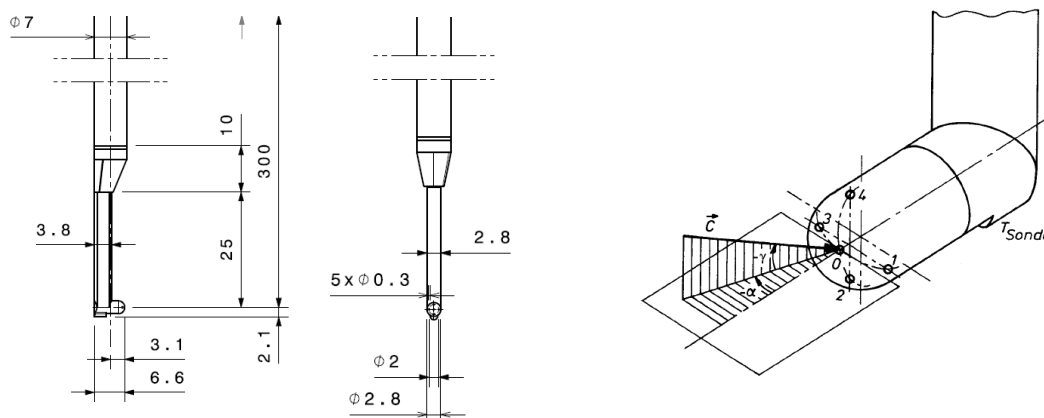


Abbildung 36: Geometrische Abmessungen 5-Loch-Sonde (links) und Winkeldefinitionen (rechts) [97]

Tabelle 8: Kalibrierbereich 5-Loch-Sonde

Parameter	Minimum	Maximum	Schrittweite
Machzahl Ma	0.1	0.8	0.1
Yaw Angle α	-20	20	4
Pitch Angle γ	-20	20	4

4.6.2.2 Datenevaluierung

Die Datenevaluierung wird gemäß des Kalibrier- und Evaluierungsberichtes der RWTH Aachen [98] durchgeführt. Der Prozess ist vielfach erprobt und diverse Ergebnisse von Marn [99], Faustmann [67] und Selic [62] vorgestellt und publiziert.

Grundsätzlich werden mit den 5 gemessenen Drücken folgende dimensionslose Parameter definiert und daraus die eigentlichen Strömungsparameter errechnet:

- Parameter für die Machzahl $k_{Ma} = \frac{\Delta p}{p_0}$ (4.5)

- Parameter für den Yaw Angle α $k_\alpha = \frac{p_3 - p_1}{\Delta p}$ (4.6)

- Parameter für den Pitch Angle γ $k_\gamma = \frac{p_4 - p_2}{\Delta p}$ (4.7)

- Parameter Totaldruck $k_{pt} = \frac{p_t - p_0}{\Delta p}$ (4.8)

- Parameter statischer Druck $k_p = \frac{p_0 - p}{\Delta p}$ (4.9)

wobei Δp definiert ist als: $\Delta p = p_0 - \frac{p_1 + p_3}{2}$ (4.10)

Mit diesen Parametern können die Strömungsparameter wie etwa die Machzahl Ma , recovery factor der Yaw Angle α und der Pitch Angle γ sowie Parameter für Total- und statischen Druck ermittelt werden. Mit der Multi-Parameter-Approximation nach [98] folgt:

$$Y = \sum_{i=0}^l \sum_{j=0}^m \sum_{k=0}^n \delta_{ijk} c_{Y,ijk} k_{Ma}^i k_\alpha^j k_\gamma^k \quad (4.11)$$

δ_{ijk} entspricht dem Kronecker Delta und $c_{Y,ijk}$ den Kalibrierkoeffizienten.

Nach dem Kalibrierbericht von Arnold et al. [98] ergibt sich der statische Druck zu:

$$p = \frac{p_t}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (4.12)$$

Mit dem integrierten Thermoelement Typ K kann die Totaltemperatur, die statische Temperatur wie auch die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden. Diese folgen aus der Sondentemperatur, der Machzahl und dem Recovery Faktor:

- Recovery Faktor $r = \frac{T_{probe} - T}{T_t - T} \quad (4.13)$

- Total Temperatur $T_t = \frac{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \quad (4.14)$

- Statische Temperatur $T = \frac{T_{probe}}{1 + r \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \quad (4.15)$

Die Absolutgeschwindigkeit ergibt sich zu:

$$c = Ma \sqrt{\kappa RT} \quad (4.16)$$

4.6.2.3 Strömungswinkel

Die Strömungswinkel können mit Hilfe der Prinzipskizze in Abbildung 37 bestimmt werden. Dabei entspricht die x-Komponente der Strömungsrichtung, r der radialen Komponente und φ der Umfangsrichtung. Die positive Richtung von φ entspricht der Drehrichtung des Rotors. Die Strömungsrichtung wird zudem in die axiale Komponente c_x , die radiale Komponente c_r und die Umfangskomponente (tangential) c_t aufgeteilt.

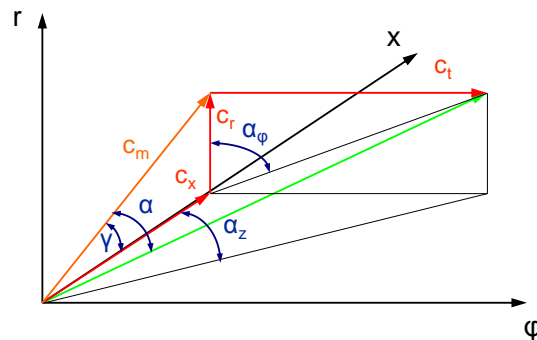


Abbildung 37: Strömungswinkel [62]

Der Yaw Angle ist definiert als:

$$\tan \alpha = \frac{c_t}{c_m} \quad (4.17)$$

wobei c_m senkrecht zur jeweiligen Messebene ist. Dies wäre vor allem bei schrägen Messebenen von Bedeutung, was hier aber nicht der Fall ist (siehe Messebenen nach Kapitel 4.6.2.6). Der Yaw Angle ist positiv wenn c_t in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors (gleich der Drehrichtung) nach Abbildung 38 zeigt.

Alternativ kann der Yaw Angle über $c_x = c_m \cos \gamma$ berechnet werden. Ist die Messebene senkrecht zur Maschinenachse $c_m = c_x$. ergibt sich:

$$\tan \alpha_z = \frac{c_t}{c_x} \quad (4.18)$$

Der Pitch Angle (radialer Winkel) ist definiert als:

$$\tan \gamma = \frac{c_r}{c_x} \quad (4.19)$$

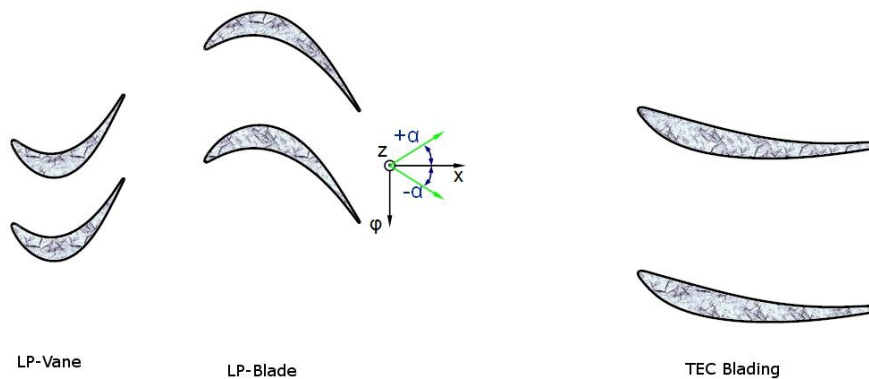


Abbildung 38: Definition Yaw angle (Vorzeichenkonvention) [62]

Der Pitch Angle ist positiv wenn die radiale Komponente des Geschwindigkeit Vektors nach außen gerichtet ist, von der Maschinenachse weg (von Hub to Tip).

4.6.2.4 Messdatenmittelung

Die Messdatenmittelung ist sehr wichtig für die Analyse der generierten Daten. Cumptsy und Horlock [100] geben einen detaillierten Überblick zum Thema Mittelung, welche auf die Strömungsdaten in dieser Arbeit angewendet wird. Der statische Druck wird bezogen auf den gemessenen Sektor Flächen-gemittelt. Totaldruck und –temperatur, wie auch die statische Temperatur und die Geschwindigkeiten werden Massen-gemittelt.

- Massenmittelung $\overline{X_{mass}} = \frac{\sum x_i * \dot{m}_i}{\sum \dot{m}_i}$ (4.20)

- Flächenmittelung $\overline{X_{mass}} = \frac{\sum x_i * \dot{A}_i}{\sum \dot{A}_i}$ (4.21)

4.6.2.5 Messdatenerfassung und Messgenauigkeit

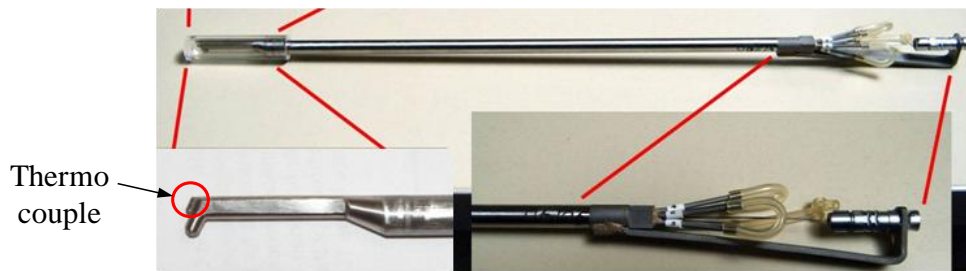


Abbildung 39: 5-Loch-Sonde [62]

Ein Mehrkanal-Druckaufnehmer des Typs PSI 9016, mit einer Genauigkeit von 0,05% vom Maximalwert, ist mit den 5 Druckleitungen der Sonde verbunden. Die 5-Loch-Sonde und deren Anschlüsse sind in Abbildung 39 ersichtlich. Das Signal des Thermoelements wird über ein National Instruments Modul des Typs FP-TC-120 erfasst. Die Messgenauigkeit der 5-Loch-Sonde ist in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Messgenauigkeit 5-Loch-Sonde

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

4.6.2.6 Messebene

Grundsätzlich befinden sich am Prüfstand mehrere Messebenen wie in Abbildung 40 illustriert. Im Prinzip sind den erforderlichen Messstellen keine Grenzen gesetzt mit der Einschränkung, dass in der Ebene zwischen Stator und Rotor (Ebene B) aufgrund zu geringer geometrischer Abmessungen keine Sondenmessungen durchgeführt werden können. Bei der 5-Loch-Sonden Messung wird die Sonde in der jeweiligen Ebene in radialer Richtung und Umfangsrichtung traversiert. Da das Strömungsfeld wie in Moser [101] gezeigt umfangssymmetrisch ist, genügt die Vermessung eines definierten Messsektors wie in Abbildung 41 dargestellt.

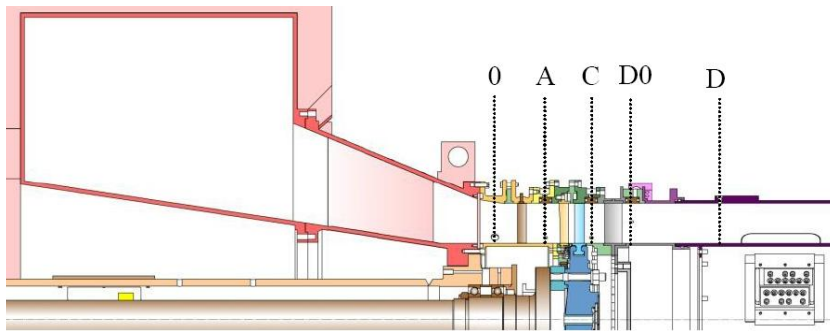


Abbildung 40: Messebenen STTF-AAAI [62]

In Ebene 0 wie in Abbildung 40 eingezeichnet werden die Eintrittsgrößen Totaldruck und Totaltemperatur zur Einstellung des Betriebspunktes erfasst und gemessen.

Ebene D ist als Eintrittsebene für den Akustikmesssektor definiert und eine Randbedingung in der Akustikauswertung. Ebene D0 untersucht die Abströmung der unterschiedlichen TECs. Diese beiden Ebenen sind im Zuge dieser Arbeit nicht beteiligt. Selic [62] stellt Messergebnisse aus diesen Ebenen wie auch Akustikmessungen, allerdings bei einer anderen Rotorgeometrie, vor.

Zur Untersuchung der Stromaufwärtswirkung (Upstream Effect) der unterschiedlichen TECs im Zuge dieser Arbeit ist Messebene C von Bedeutung. Diese befindet sich 10mm stromabwärts der Hinterkante der Rotorbeschaufelung und gleichzeitig rund 26mm stromaufwärts der TEGV Vorderkante.

4.6.2.7 Messsektor

Der Messsektor in Ebene C für die Sondenmessungen entspricht einer Schaufelteilung des jeweiligen TEC. D.h. je nach Schaufelzahl des TEC, wie unter 4.5 vorgestellt, ergibt sich ein mehr oder weniger großer Messsektor. Außerdem ist die Lage der mittleren Linie jedes Messsektors identisch. Wie in Abbildung 41 dargestellt ist, befindet sich die mittlere Linie stromaufwärts gesehen 45° entgegen dem Uhrzeigersinn vom oberen Totpunkt des Prüfstandes gesehen.

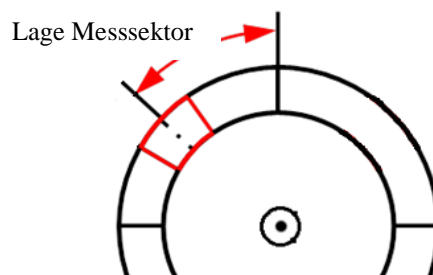


Abbildung 41: Definition Messsektor

In radialer Richtung ist der Messsektor über 21 Messpunkte definiert. Während der Sondenmessung wird jeweils eine radiale Linie gemessen und in der Folge in Umfangsrichtung traversiert, danach folgt die nächste radiale Linie. Details zu den Messsektoren der TECs können auch Moser [101] und Selic [62] entnommen werden, die zahlreiche Aerodynamik- und Akustikmessungen am STTF-AAAI, mit der Prämisse einer anderen Rotorgeometrie im Vergleich zu dieser Arbeit, bereits durchführten.

4.6.3 Schaufelschwingungen - Telemetrie System

Die experimentelle Schwingungsmessung der Rotorbeschaufelung ist das zentrale Thema dieser Arbeit. Abgesehen von experimentellen Messungen in Verdichtern existieren bis dato keine experimentellen Daten unter Betriebsbedingungen in einem rotierenden System einer Niederdruckturbine. Neben den experimentellen Versuchen war daher auch die Entwicklung des Messsystemes für diese hohen Anforderungen und Ansprüche des Vorhabens integraler Bestandteil. In Zusammenarbeit mit dem Hersteller der Sensortelemetrie (Manner Sensortelemetrie) wurde die technische Spezifikation festgelegt und umgesetzt.

Die Schwingungsmessungen erfolgten mit Dehnmessstreifen die an unterschiedlichen Schaufeln und Position des Rotors appliziert wurden in Kombination mit dem Sensortelemetriesystem. Neben den hohen Temperaturen im Vergleich zu klassischen Anwendungsbeispielen, stellen vor allem die hohen Drehzahlen am Prüfstand eine Herausforderung in punkto Fliehkraftbelastung der Applikation und Übertragungsraten des elektrischen Signals dar.

4.6.3.1 Dehnmessstreifen (DMS)

Der Dehnmessstreifen wandelt während der Messung mechanische Dehnung in eine elektrische Widerstandsänderung um. Diese Widerstandsänderung wird durch eine Wheatstone'sche Brückenschaltung, welche schematisch in Abbildung 42 dargestellt ist, gemessen. Da sowohl der DMS als auch die Brückenschaltung passive Glieder im physikalischen Sinn darstellen, muss Energie zugeführt werden um ein Signal zu erhalten. Dies erfolgt durch das Sensortelemetriesystem welches unter Kapitel 4.6.3.2 näher erläutert ist und darüber hinaus einen Messverstärker aufgrund der kleinen Messgrößen enthält.

Die Wheatstone Brücke kann entweder als Voll-, Halb- oder Viertelbrücke betrieben werden. Bei einer Vollbrücke wären alle 4 dargestellten Widerstände DMS. Theoretisch gibt es je nach Anforderung eine Vielzahl an Schaltungsvarianten. Einen detaillierten Überblick zur DMS Technik findet sich in [102]. Der große Vorteil einer Vollbrückenschaltung ist die Kompensation von Temperatureffekten die in der DMS Technik eine wichtige Rolle spielen, da diese sehr temperaturempfindlich sind.

Da eine Vollbrückenschaltung für die Schaufelschwingungsmessung in diesem Fall nicht möglich ist wird die Wheatstone Brücke als Viertelbrücke betrieben. Ein applizierter DMS entspricht einem Widerstand in der Brückenschaltung. Die restlichen 3 Widerstände werden in der Sensortelemetrie fix integriert. Entscheidend ist alleine, dass jener Widerstand der mit dem DMS in Reihe geschaltet ist denselben Grundwiderstand aufweist.

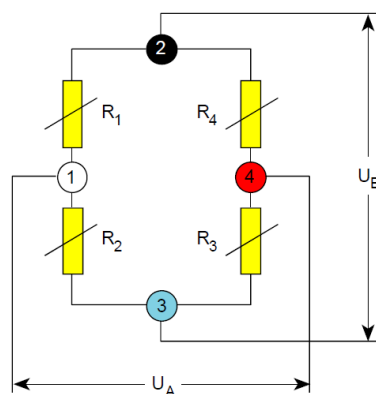


Abbildung 42: Wheaton'sche Brückenschaltung [103]

Um ein möglichst rauschfreies Messsignal zu erhalten ist die genaue Kenntnis der zu messenden Verformungsgröße sehr wichtig. Da wie erwähnt die zu erwartenden Messgrößen sehr klein sind, besteht bei ungünstiger Wahl des Messbereiches auch die Gefahr, dass im schlimmsten Fall nicht gemessen werden kann. Für die technische Spezifikation und Wahl der elektronischen Bauteile wurde im Zuge des Projekts zur Schaufelschwingungsmessung ein hoher numerischer Aufwand zur Vorabschätzung der Schaufelverformungen im Betrieb unternommen. Auf Basis gemessener Strömungsdaten wurden 1-Weg Fluid-Struktur-Interaktionsanalysen (FSI) durchgeführt und von Schönleitner et al. [5] publiziert. Darin erfolgt eine Abschätzung der statischen Verformung der Schaufeln in mehreren Umfangspositionen.

Mit DMS können nicht nur statische Verformung sondern, wie hier entscheidend, ebenso Schwingungen gemessen werden. Die Änderung der Dehnung infolge einer Schwingung hat eine Widerstandsänderung und damit eine veränderliches Spannungssignal zur Folge. Da die Änderung des Spannungssignals proportional zur Schwingung ist, können sowohl Amplitude als auch Frequenz gemessen werden.

- Dehnung des DMS $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ (4.22)

- Dehnung = proportional zur Widerstandsänderung $\frac{\Delta l}{l_0} \cdot k = \frac{\Delta R}{R}$ (4.23)

wobei k der Proportionalitätsfaktor ist, welcher DMS spezifisch dem jeweiligen Herstellerdatenblatt zu entnehmen ist

Für die Wheatstone'sche Brückenschaltung gilt:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (4.24)$$

Über die konstante Brückenspeisespannung, des Sensortelemetriesystemes, und der bei Verformung veränderlichen Brückendiagonalspannung, kann auf die Dehnung des DMS zurückgerechnet werden.

Für die Viertelbrücke wird obige Gleichung zu:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{k}{4} \cdot \varepsilon_1 \quad (4.25)$$

Bei der Viertelbrücke bleiben Temperatureffekte unberücksichtigt, da hierfür zumindest eine Halbbrücke vorliegen müsste. Daher wird die Temperatur an der Schaufeloberfläche extra mit zusätzlich applizierten Thermoelementen des Typs K gemessen, und die Dehnung des DMS infolge Temperatureinwirkung gemäß des Ausgleichspolynoms nach Herstellerangaben berücksichtigt.

Angemerkt sei an dieser Stelle, dass das Sensortelemetriesystem ausschließlich den dynamischen Anteil der Schwingung misst, nicht den statischen. Bleibt man in der Sprache der Signalverarbeitung bedeutet dies, dass ausschließlich der Wechselanteil nicht aber der Gleichanteil erfasst werden kann. Man spricht daher von einer nicht-nullpunktbezogenen Messung.

4.6.3.2 Sensortelemetrie

Das modulare Sensortelemetriesystem wurde im Zuge dieser Arbeit gemeinsam mit Manner Sensortelemetrie [104] design. Es zeichnet sich in seiner Leistungsfähigkeit und Anwendung in einer rotierenden Maschine aus. Ein Telemetriesystem besteht grundsätzlich aus einem Sensorsignalverstärker, einer Stator- und Rotorantenne, einer HF-Leitung sowie einer Auswerteeinheit.

Abbildung 43 zeigt den allgemeinen Messaufbau und das Messprinzip. Das Signal des Sensors (DMS) kommt über den Signalverstärker in die Rotorantenne. Auf Basis des Rotor-Stator-Prinzips wird das Signal in die Statorantenne übertragen. D.h. die Rotoreinheit stellt nichts anderes als einen bewegten Leiter in einem durch die Statorantenne erzeugten Magnetfeld dar. Das Echtzeitsignal des DMS wird dadurch über das Induktionsprinzip auf die Antenne übertragen. Die Daten gelangen dann gebündelt über eine Datenleitung in die Auswerteeinheit.

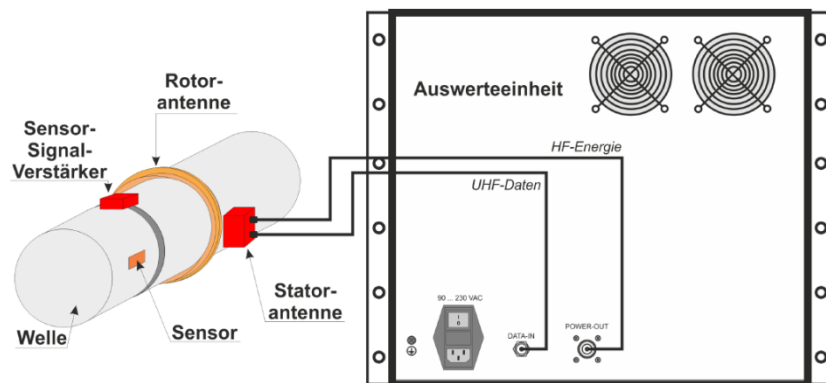


Abbildung 43: Allgemeiner Messaufbau [105]

Das Sensortelemetriesystem ist modular ausgeführt, wodurch neben Schaufelschwingungen auch Module für Temperaturmessungen und Drucksensoren variabel eingesetzt werden können. In Summe stehen 20 Kanäle zur Verfügung. Im Zuge dieser Arbeit wurden zwölf Kanäle mit DMS und acht Kanäle für Temperaturmessung belegt.

Die wichtigsten technischen Daten können wie folgt angeführt werden, detaillierte Informationen zur hochleistungsfähigen Sensortelemetrie können der Bedienungsanleitung nach [105] entnommen werden:

- Sensortelemetriesystem mit radialer Antenne (Luftspalt 2mm)
- Speziell für Turbinenanwendung
- Simultane Erfassung aller Signale mit 12bit Auflösung
- Abtastrate 400000samples/s
- DMS-Widerstand 350Ω (beliebiger Widerstand einstellbar)
- Viertelbrückenschaltung
- Schwingungsanalyse von 0 bis 100kHz
- Drehzahlbereich bis max. 11000min⁻¹
- Temperaturbereich -10°C bis +125°C

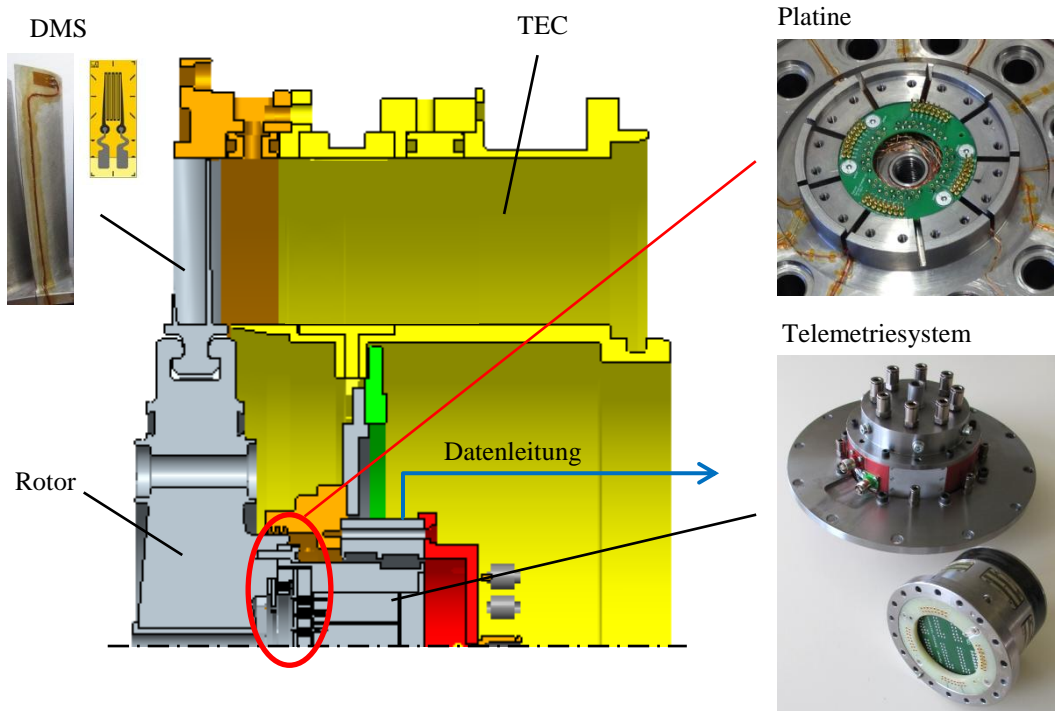


Abbildung 44: Anbindung Sensortelemetrie; CAD Baugruppe (links) und Platine/Telemetrie (rechts)

In Abbildung 44 ist die Einbausituation des Telemetriesystems für die Schaufelschwingungsmessung dargestellt. Das DMS Signal wird über einen Kupferlackdraht, der im Zentrum der Rotorscheibe an der Platine verlötet ist, zur Rotoreinheit der Telemetrie übertragen. Darin integriert ist auch der Messverstärker. Alle Signale der DMS werden gebündelt in die Statorantenne übertragen und über die angeschlossene Datenleitung per Kabel nach außen übertragen. Die Statoreinheit wird wie in Abbildung 44 ersichtlich in die stehende TEC Baugruppe am Prüfstand integriert. Diese verfügt über zwei Anschlüsse, wobei einer für die Datenleitung und einer als Anschluss für die Energieleitung dient. Die Rotoreinheit der Telemetrie, welche den Sensor darstellt, wird über die Platineneinheit an den Niederdruckrotor gekoppelt. Aufgrund der kleinen Baugröße und Masse hat diese keinen Einfluss auf die Rotordynamik bzw. strukturendynamischen Eigenschaften des Niederdruckrotors.

4.6.3.3 Instrumentierung

Der Rotor, welcher in Kapitel 6 strukturendynamisch charakterisiert wird, wurde mit zwölf DMS sowie zwei Thermoelementen des Typs K an unterschiedlichen Schaufeln sowie Oberflächenpositionen instrumentiert. Das Ziel der applizierten DMS war, so viele Moden der Schaufelschwingungen wie möglich, mit wenigen unterschiedlichen Messpositionen zu erfassen. Um ein qualitativ hochwertiges Signal zu erhalten, ist die Applizierung an Positionen der Schaufeloberfläche mit großen Dehnungsgradienten erforderlich. Für ein optimales DMS Setup wurden eine Vielzahl an numerischen und experimentellen Studien durchgeführt und von Schönleitner et al. [5, 6] publiziert. Darin berücksichtigt sind bekannte Arbeiten [106, 107, 108], die sich intensiv mit der optimalen DMS Applikation unter Berücksichtigung verschiedenster Aspekte auseinandersetzen.

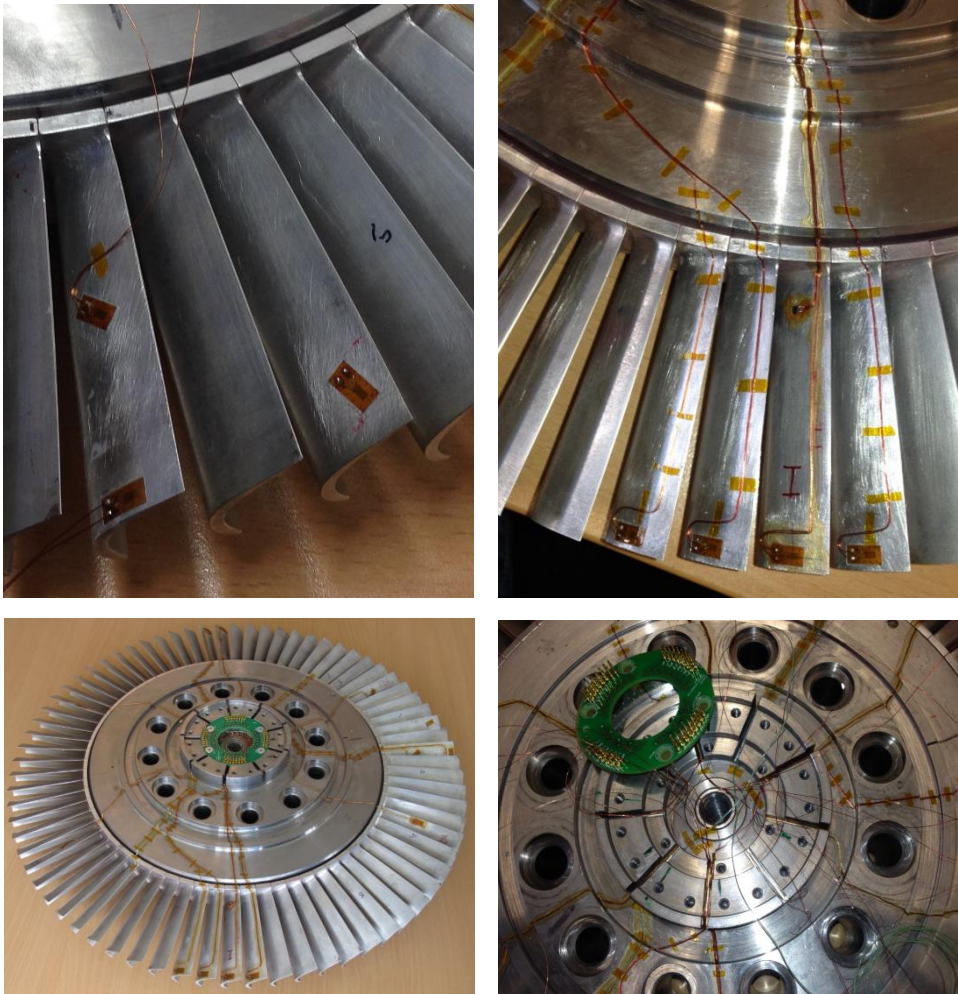


Abbildung 45: Rotorinstrumentierung

Die Rotorscheufeln wurden, wie in Abbildung 45 ersichtlich, mit handelsüblichen DMS (350Ω , 3mm Messgitterhöhe) appliziert.

Die wichtigsten Arbeitsschritte sind nach der DMS Applikation, das Anlöten der Kupferlackdrähte an den DMS, die Fixierung der Drähte an der Rotorscheufel- und Rotorscheibenoberfläche sowie das Verkleben der Verdrahtung. Der Kupferlackdrahtdurchmesser misst 0,1mm im Durchmesser und wurde so klein wie möglich gewählt um die Strömung nicht zu beeinflussen.

Die DMS Applikation erfolgte ebenso an der Oberfläche. Ein „Einschleifen“ der Messtechnik wie anderswo üblich war aufgrund der geringen Profildicken der Schaufeln nicht möglich. Ansonsten wäre durch die Steifigkeitsänderung der Schaufel eine größere Beeinflussung der Messung, als im Vergleich dazu eine Strömungsbeeinflussung an der Oberfläche, der Fall. Ebenso würden sich in Bezug auf die Festigkeit ungünstige Spannungszustände aufgrund scharfer Kanten und damit erhöhte Spannungsspitzen ergeben. Dies ist gleichbedeutend mit einer Schwächung des Querschnittes. Außerdem ist auf eine möglichst kleine Lötstelle am DMS zu achten, da diese aufgrund der Fliehkraft am stärksten beansprucht wird und damit eine der größten Problemstellen der Instrumentierung für einen Signalverlust darstellt.

Nach dem Verkleben wurde die DMS-Verdrahtung an die Platine verlötet. Details zum Platinenlayout finden sich in [106]. Abschließend ist die gesamte Instrumentierung mit einem Abdeckmittel versiegelt worden um einen dauerhaften Betrieb und Messgenauigkeit zu gewährleisten. Da der DMS Kleber hydrophil ist und Wasser aus der Luftfeuchtigkeit anzieht, würde der DMS sehr schnell zu korrodieren beginnen und damit binnen kürzester Zeit unbrauchbar werden. Außerdem würde der Kleber an Festigkeit verlieren.

Neben experimentellen Versuchen zur optimalen DMS Position wurde auch der Einfluss des DMS auf das modale Verhalten der Beschaukelung untersucht. Wie von Traussnig [82] zusammengefasst, zeigt die DMS Applikation (DMS + Kleber + Kupferlackdraht), aufgrund ihrer sehr geringen Größe und Masse (max. 4g) keinen messbaren Einfluss auf die strukturdynamischen Eigenschaften.

4.6.3.4 Messpositionen

Die DMS wurden nach den Ergebnissen der Vorstudien (Schönleitner et al. [5]) auf unterschiedlichen Schaufeln und Schaufelpositionen am Umfang verteilt appliziert. Der für die Messungen im Zuge dieser Arbeit instrumentierte Rotor wird in Abbildung 46 gezeigt. Jeder DMS ist einer bestimmten Schaufel zugeordnet. Ebenfalls ersichtlich sind die beiden Temperaturmessstellen.

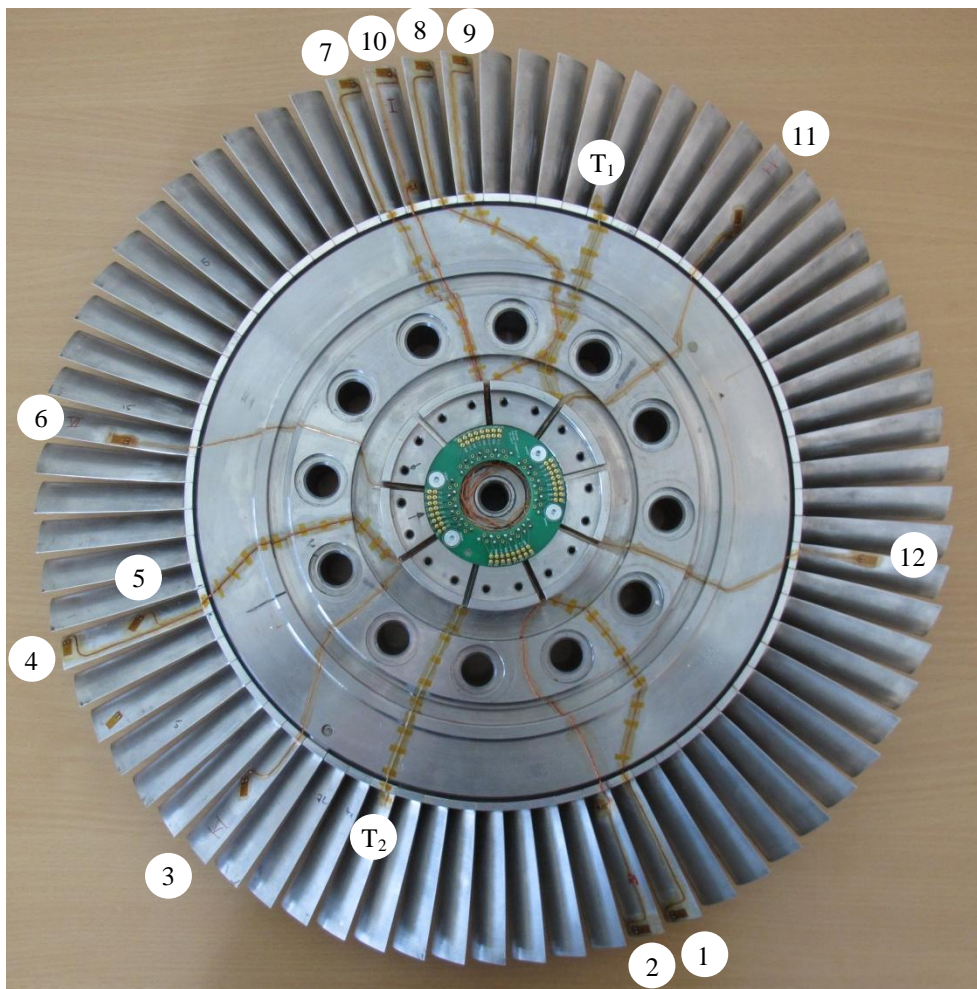


Abbildung 46: Instrumentierter Rotor für die Schaufelschwingungsmessungen

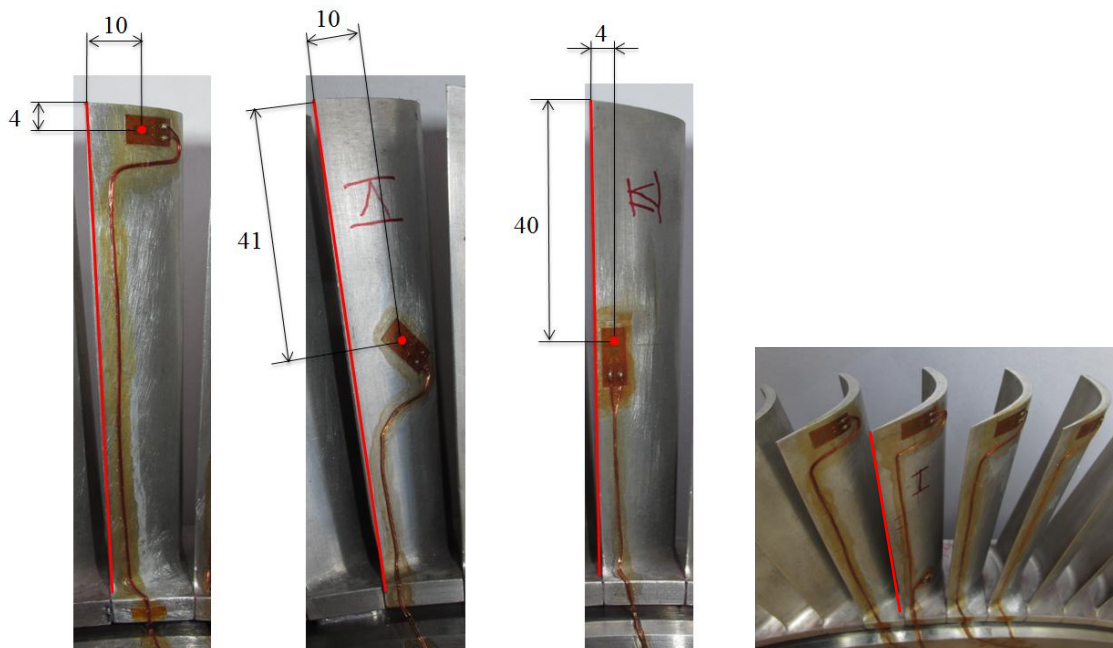


Abbildung 47: DMS Applizierung – Messpositionen

Die Dehnmessstreifen wurden in Bereichen großer Dehnungsgradienten an der Schaufeloberfläche appliziert. Genauer gesagt sind diese, aufgrund der Zugänglichkeit des zusammengebauten Rotors, auf der Saugseite im Bereich der Hinterkante der Schaufel angebracht worden. Dies ist zweckmäßig da das Schaufelprofil im Bereich der Vorderkante sehr steif ist. Größere Verformungen (Oberflächendehnungen) an der Schaufeloberfläche sind somit an der Hinterkante zu erwarten. Abbildung 47 zeigt die Messpositionen, an der Saugseite der Schaufel in Bezug auf die Hinterkante, für die Schaufelschwingungsmessungen.

4.6.3.5 Messdatenerfassung und Messgenauigkeit

Alle Messsignale werden in der Rotoreinheit der Telemetrie „gebündelt“ und als ein Signal über die Antenne übertragen. Wie im Kapitel 4.6.3.2 beschrieben gelangt das Signal über eine HF-Leitung in die Auswerteeinheit welche Abbildung 48 zeigt.

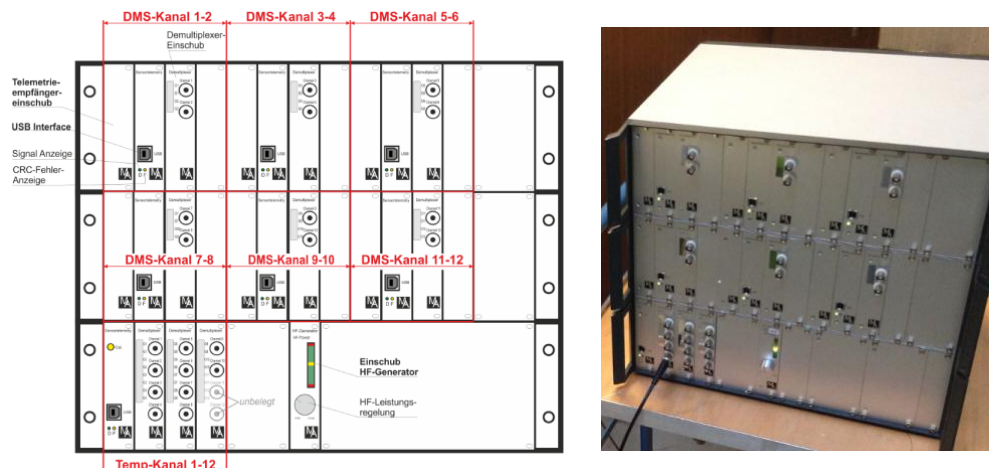


Abbildung 48: Auswerteeinheit (Frontansicht, Signalausgänge) [106]

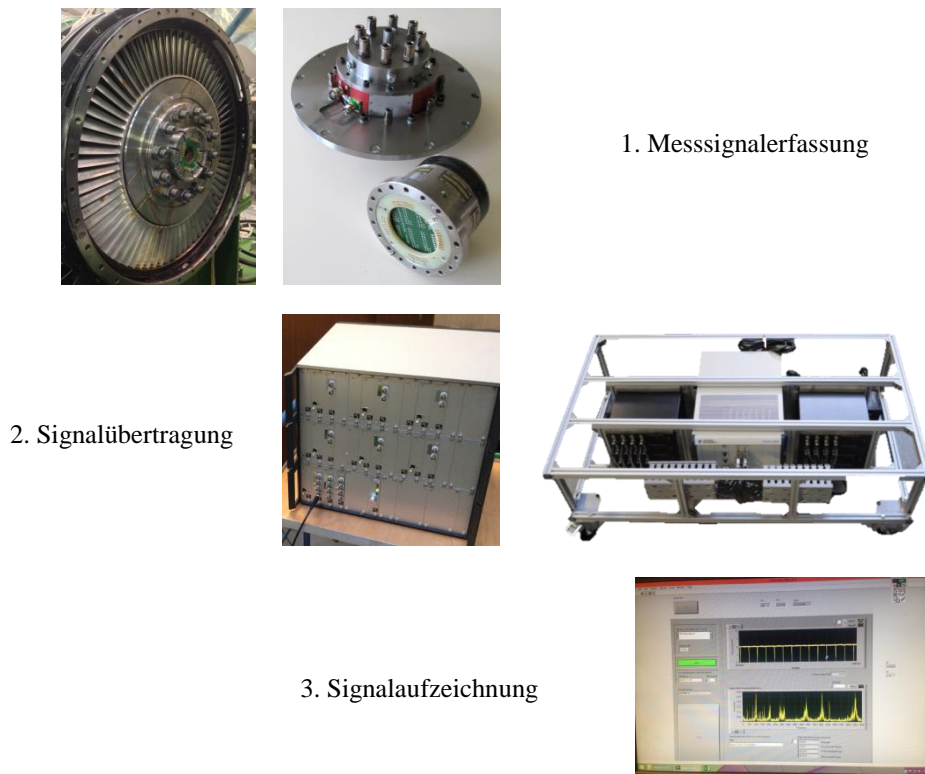


Abbildung 49: Schaufelschwingungsmessung - Signalfluss

Der Signalfluss während den Schaufelschwingungsmessungen ist in Abbildung 49 schematisch dargestellt. Die Schaufelschwingung bzw. die Änderung der Oberflächendehnung wird mittels der DMS Typ HBM 1-LY63-3/350 erfasst und über das Sensortelemetriesystem der Firma Manner per HF-Leitung in die Auswerteeinheit Manner MAW_84TE_9HE_PCM12 übertragen. Bei den für diese Arbeit durchgeführten Messungen wurden zwölf BNC Kanalausgänge für DMS ($\pm 10\text{V}$, 50Ω) und zwei BNC Kanalausgänge zur Temperaturmessung ($\pm 10\text{V}$, 50Ω) belegt.

Die weitere Datenübertragung zu den MessPCs erfolgt über ein PXI-Chassis von National Instruments, ebenso abgebildet in Abbildung 49. Darin befinden sich 2 Messkarten des Typs PXIe-4498 mit insgesamt 32 zur Verfügung stehenden Kanälen, sowie eine PXIe-8375 für die Übertragung per Glasfaserkabel in die Messwarte. Dort ist der MessPC mit einer Karte des Typs PXIe-8374 ausgestattet.

Das ungefilterte Zeitsignal der DMS wurde mit einer Samplerate von 204800samples/s mittels spezifischer Software aufgenommen. Die Messdauer bei stabilem Betriebspunkt beträgt rund 60s. Die Bandbreite des DMS Kanals ist von 0 bis 100kHz .

Nach dem Nyquist Kriterium ist die erforderliche Abtastfrequenz um Alias-Effekte zu vermeiden mindestens:

$$f_{\text{sample}} > 2 \cdot f_{\text{signal}}$$

Im Zuge dieser Arbeit wird das Spektrum bis 10000Hz analysiert. Aufgrund der gewählten Signalparameter ist das Nyquist Kriterium hierfür klar erfüllt.

Gleichzeitig mit den DMS werden die Temperatur der beiden applizierten Thermoelemente des Typs K sowie die Betriebsdaten des Prüfstandes aufgezeichnet. Das für die Auswertung nötige Trigger Signal wird über das Wellenschwingsüberwachungssystem Bentley Nevada des Prüfstandes bereitgestellt und ebenfalls mitaufgezeichnet.

Das Signal eines, für eine eventuell erweiterte Auswertung nötige, Referenzmikrophones wird ebenso aufgezeichnet. Das Referenzmikrophon ist dabei im TEC, ca. im Bereich der Hinterkante des EGV, integriert und vom Typ ¼" GRAS 40BD wie auch z.B. von Selic [62] eingesetzt. Bei den durchgeführten Versuchen wurden Kanal 0 bis 11 mit DMS, Kanal 14 mit dem Trigger und Kanal 15 mit dem Referenzmikrophon belegt.

Die DMS haben wie angeführt einen Widerstand von 350Ω ($\pm 0.30\%$). Der k-Faktor beträgt 2.05 ($\pm 1.0\%$) sowie einen Temperaturkoeffizienten des k-Faktors von $101 \pm 10 [10^{-6}/K]$.

Der Sensorsignalverstärker des Typs MSV_M_1#2_PCM12 der Telemetrie für DMS hat einen Nullpunkt- und Verstärkungsdrift von $0.02\%/^{\circ}C$. Die Verstärkung, welche mittels Löt-widerstand einstellbar ist, wurde für den zu erwartenden Schwingungsbereich mit $0.4mV/V$ definiert. Die Bandbreite des Signals beträgt 0 bis 100kHz (-3dB).

Der Sensorsignalverstärker für die Temperaturerfassung des Typs MSV_M_8_PCM12 hat ebenfalls einen Nullpunkt- und Verstärkungsdrift von $0.02\%/^{\circ}C$ bei einer Linearität von $<0.1\%$. Die Bandbreite des Signals beträgt 0 bis 5Hz (-3dB).

Das Referenzmikrophon eignet sich durch die geringe Empfindlichkeit für Messungen bis zu einem Schalldruckpegel von 174dB und Frequenzen bis 70kHz. Der lineare Frequenzgang beträgt 10Hz bis 25kHz ($\pm 1dB$). Der in Verbindung mit dem Mikrofon nötige Vorverstärker des Typs 26AC hat einen Frequenzbereich von 2Hz bis 200kHz ($\pm 0.2dB$). Für die gesamte Akustikmesskette kann daher eine Messgenauigkeit von $\pm 1dB$ angenommen werden.

5 Schwingungsanregung

Der Prüfstandsrotor wird wie in Kapitel 3.2 theoretisch beschrieben primär durch Interaktionsmoden zu Schwingungen angeregt. Diese Schaufelreiheninteraktionen (bzw. ausbreitungsfähige Moden) sind ausschließlich von den Schaufelzahlen (Schaufelzahlverhältnissen) der jeweiligen Stufen abhängig. Wie erläutert lassen sich diese nach Tyler und Sofrin [66] aus einer Linearkombination der einzelnen Schaufelreihen berechnen. Für die subsonische Niederdruckturbinenstufe am STTF-AAAI können sich Kombinationen aus IGV, Stator, Rotor und TEGV ergeben. In diesem Kapitel werden die Anregungsmoden (Airfoil Interaction Modes) und in Bezug auf die jeweilige Drehzahl des Betriebspunktes die Anregungsfrequenzen bestimmt. Um einen besseren Überblick zu gewährleisten werden diese in stromaufwärts und stromabwärts resultierende Interaktionsmoden (in Bezug auf den Rotor) geteilt.

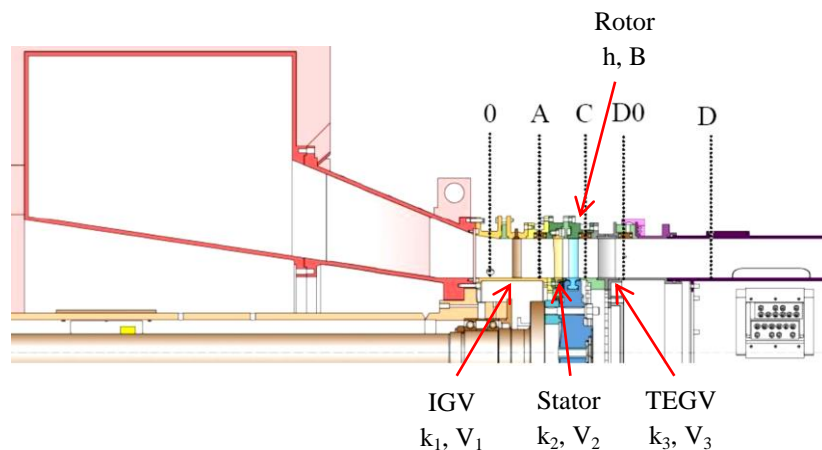


Abbildung 50: Stufendefinitionen - Schaufelreiheninteraktion

Abbildung 50 zeigt die Niederdruckstufen am STTF-AAAI und definiert den Einfluss der IGV V_1 (Vane) als stromabwärts Effekt (Downstream Effect) in Bezug auf den Rotor, den Stator V_2 ebenfalls mit einem stromabwärts Effekt, den Rotor mit B (Blade) sowie die TEGV V_3 die stromaufwärts (Upstream Effect) die Rotorbeschaufelung beeinflussen. Mit der folgenden Gleichung, lassen sich theoretisch mögliche Interaktionsmoden m bestimmen:

$$m = \pm k_1 \cdot V_1 + h \cdot B \pm k_2 \cdot V_2 \pm k_3 \cdot V_3 \quad (5.1)$$

mit $-\infty < k_i < +\infty$ und $h \geq 0$ (Ganzzahlig)

Die jeweiligen Interaktionsmoden werden des Weiteren über die Rotordrehzahl Ω in eine Anregungsfrequenz ω , nach Gleichung 5.2, umgerechnet. Liegt diese innerhalb einer Toleranz von $\pm 10\%$ der Eigenfrequenz ω_n von Schaufel oder Rotorscheibe (gemäß Kapitel 6), kann von einer Anregung des jeweiligen Modes ausgegangen werden. Je näher die Anregungsfrequenz bei einer Eigenfrequenz liegt, desto stärker die Anregung. $\omega = \omega_n$ stellt den Resonanzfall dar und wäre der absolute „worst case“ für die Struktur.

$$\omega = m \cdot \frac{\Omega}{60} \quad (5.2)$$

mit

ω	Anregungsfrequenz [Hz]
m	Interaktionsmode [-]
Ω	Drehzahl [min^{-1}]
	Betriebspunkt 1, Approach: $\Omega = 4140 \text{ min}^{-1}$
	Betriebspunkt 2, ADP: $\Omega = 3400 \text{ min}^{-1}$

*Potentielle Anregungsfrequenzen durch Interaktionsmoden werden im Folgenden in den Ergebnistabellen farblich hervorgehoben. Der Übersicht geschuldet erfolgt eine (farbliche) Aufteilung von **Schaufelschwingungs-** (Blau) und **Scheibenschwingungsanregung** (Orange). Alle Anregungsfrequenzen die innerhalb $\pm 2\%$ in Bezug auf die jeweilige Eigenfrequenz von Scheibe oder Schaufel liegen werden markiert und für die Analyse in Kapitel 7 in Betracht gezogen.*

Allgemein gilt, je näher eine Anregungsfrequenz bei einer Eigenfrequenz liegt, desto stärker die Anregung. In kommerziellen Anwendungen gilt es daher des Öfteren einen Abstand zur nächstgelegenen Eigenfrequenz beim Betrieb einer rotierenden Maschine von mindestens $\pm 10\%$ einzuhalten abhängig vom jeweiligen Regelwerk. Damit soll einer dauerhaften Schwingungsproblematik vorgebeugt werden.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass innerhalb dieses Kapitels eine genaue Darstellung und Auswertung der resultierenden Interaktionsmoden jeweils für $h = 0$ und 1 (Harmonische in Bezug auf die Rotorschaufelzahl) erfolgt. Für höhere Ordnungen wird auf die detaillierten Aufstellungen im Anhang verwiesen. Dies macht auch dahin gehend Sinn, als die ersten beiden Ordnung sicherlich jene mit dem höchsten Energieinhalt sind. Je höher die Ordnung umso geringer die verbleibende Energie mit der eine Schwingungsanregung erfolgen kann.

5.1 Downstream Airfoil Interaction Modes

Diese Interaktionsmoden beeinflussen alle Konfigurationen unabhängig vom jeweiligen TEC stromabwärts, da sich IGV und Stator stromaufwärts des Rotors befinden. Bei ungünstigen Betriebsverhältnissen, etwa in Betriebspunkt 2 (ADP), können diese sogar die Hauptursache der Schwingungsanregung sein.

5.1.1 IGV – Rotor Interaktion

Die IGV garantieren am STTF-AAAI die richtigen Zuströmungsbedingungen der Niederdruckturbinenstufe. Die Nachläufe der IGV werden, wie aus der Prinzipskizze in Abbildung 51 ersichtlich, stromabwärts durch den Stator gestreut, können aber dennoch den Rotor beeinflussen und zu Schwingungen anregen. Durch die Streuung am Stator bzw. Ausmischung auf der Strecke zwischen IGV und Stator sind die Nachläufe und damit die Interaktion nicht mehr in jener Intensität zu erwarten wie sie beispielsweise bei der Stator-Rotor Interaktion auftreten. Dennoch dürfen diese nicht außer Acht gelassen werden.

Gleichung 5.1 reduziert auf die IGV-Rotor Interaktion ($k_2, k_3 = 0$) ergibt:

$$m = \pm k_1 \cdot V_1 + h \cdot B \tag{5.3}$$

mit $-\infty < k_1 < +\infty$ und $h = 0$ und 1

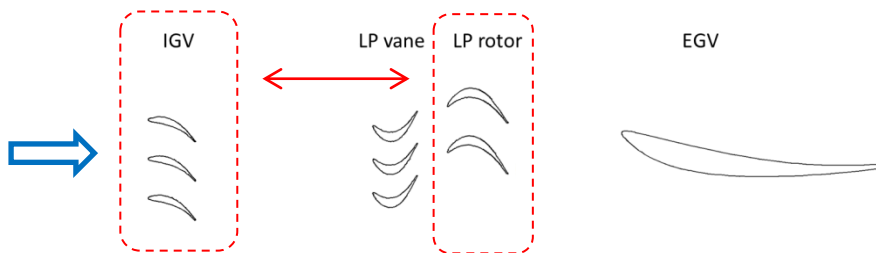


Abbildung 51: IGV - Rotor Interaktion

Aus obiger Gleichung 5.3 sowie den Schaufelzahlen von IGV und Rotor ergeben sich für beide Betriebspunkte Interaktionsmoden und Anregungsfrequenzen wie in Tabelle 10 aufgelistet.

Tabelle 10: Interaktionsmoden IGV-Rotor für h=0 und 1

Betriebspunkt 1, Approach						Betriebspunkt 2, ADP					
h=0			h=1			h=0			h=1		
m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]
-581	-7	-40089	-509	-7	-35121	-581	-7	-32923	-509	-7	-28843
-498	-6	-34362	-426	-6	-29394	-498	-6	-28220	-426	-6	-24140
-415	-5	-28635	-343	-5	-23667	-415	-5	-23517	-343	-5	-19437
-332	-4	-22908	-260	-4	-17940	-332	-4	-18813	-260	-4	-14733
-249	-3	-17181	-177	-3	-12213	-249	-3	-14110	-177	-3	-10030
-166	-2	-11454	-94	-2	-6486	-166	-2	-9407	-94	-2	-5327
-83	-1	-5727	-11	-1	-759	-83	-1	-4703	-11	-1	-623
0	0	0	72	0	4968	0	0	0	72	0	4080
83	1	5727	155	1	10695	83	1	4703	155	1	8783
166	2	11454	238	2	16422	166	2	9407	238	2	13487
249	3	17181	321	3	22149	249	3	14110	321	3	18190

5.1.2 Stator – Rotor Interaktion

Die Stator-Rotor Interaktion ist die Wichtigste und Stärkste in Bezug auf Schaufelschwingungsanregung des Rotors aufgrund ihres geringen axialen Abstandes (12mm am STTF-AAAI). Aufgrund der geringen Ausmischungsstrecke gelangen die Nachläufe des Stators nahezu unverändert zur Rotorbeschaufelung. Dies erkennt man vereinfacht in Abbildung 52. Die dadurch ausgelösten und zum Teil sehr starken Schaufelschwingungen sind ebenfalls in der Akustik eine der wichtigsten Phänomene. Im Betriebspunkt 2 ist im Rahmen dieser Arbeit die Rotordrehzahl so gewählt, dass eine Anregung der Scheibeneigenfrequenz durch den Stator untersucht werden kann. EO96 in diesem Fall schneidet im Betriebspunkt exakt die Eigenfrequenz der Rotorscheibe wodurch es in weiterer Folge zu sehr stark angeregten Schaufelschwingungen kommt. Sehr anschaulich wird dies im Campbell Diagramm in Kapitel 6 dargestellt.

Gleichung 5.1 reduziert auf die Stator - Rotor Interaktion ($k_1, k_3 = 0$) ergibt:

$$m = h \cdot B \pm k_2 \cdot V_2 \tag{5.4}$$

mit $-\infty < k_2 < +\infty$ und $h = 0$ und 1

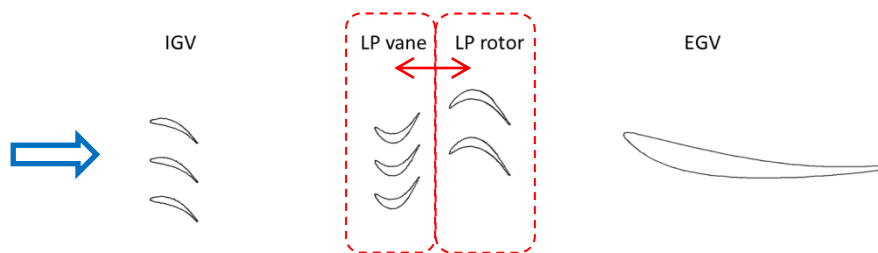


Abbildung 52: Stator - Rotor Interaktion

Aus obiger Gleichung 5.4 sowie den Schaufelzahlen von Stator und Rotor ergeben sich für beide Betriebspunkte Interaktionsmoden und Anregungsfrequenzen wie in Tabelle 11 aufgelistet.

Tabelle 11: Interaktionsmoden Stator-Rotor für $h=0$ und 1

Betriebspunkt 1, Approach						Betriebspunkt 2, ADP					
h=0			h=1			h=0			h=1		
m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]
-480	-5	-33120	-408	-5	-28152	-480	-5	-27200	-408	-5	-23120
-384	-4	-26496	-312	-4	-21528	-384	-4	-21760	-312	-4	-17680
-288	-3	-19872	-216	-3	-14904	-288	-3	-16320	-216	-3	-12240
-192	-2	-13248	-120	-2	-8280	-192	-2	-10880	-120	-2	-6800
-96	-1	-6624	-24	-1	-1656	-96	-1	-5440	-24	-1	-1360
0	0	0	72	0	4968	0	0	0	72	0	4080
96	1	6624	168	1	11592	96	1	5440	168	1	9520
192	2	13248	264	2	18216	192	2	10880	264	2	14960

Im Betriebspunkt 2 wird die Scheibe direkt, wie unter Kapitel 6.4 noch besser grafisch ersichtlich, in einem Resonanzpunkt angeregt. Daraus resultieren extrem ungünstige Betriebsbedingungen wie in Kapitel 7 gezeigt wird. Im Gegensatz zu Betriebspunkt 2 sind bei Betriebspunkt 1 ausschließlich Schaufelmoden durch die Stator-Rotor Interaktion betroffen.

5.2 Upstream Airfoil Interaction Modes

Getrennt von den stromabwärts Effekten durch die Interaktionsmoden von IGV und Stator wird die Stromaufwärtswirkung (Upstream Effect) der jeweiligen TEGVs untersucht.

5.2.1 Rotor - TEGV Interaktion

Die TEGV haben einen bedeutenden Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Rotorbeschaufelung. Das Hauptziel dieser Arbeit ist es, den unterschiedlichen Einfluss verschiedener TECs stromaufwärts in Bezug auf die Rotorbeschaufelung zu evaluieren und zu analysieren. Vereinfacht findet sich die Stufendefinition in Abbildung 53.

Natürlich hat neben dem aerodynamischen Design der EGV die Schaufelzahl der TEGV in Bezug auf Schaufelreiheninteraktion den größten Einfluss. Standard TEC und Lean TEC weisen aufgrund der gleichen Schaufelzahl dieselben Interaktionsmoden mit dem Rotor auf. HTEC und Inverse-Cut-Off TEC regen durch jeweils höhere Schaufelzahlen unterschiedliche Frequenzen an.

Gleichung 5.1 reduziert auf die Rotor - TEGV Interaktion ($k_2, k_3 = 0$) ergibt:

$$m = h \cdot B \pm k_3 \cdot V_3 \quad (5.5)$$

mit $-\infty < k_3 < +\infty$ und $h = 0$ und 1

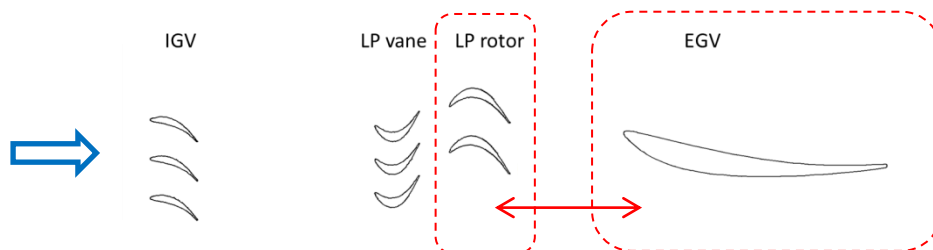


Abbildung 53: Rotor -TEGV Interaktion

5.2.1.1 Rotor - StandardTEC/LeanTEC Interaktionsmoden

Aus Gleichung 5.5 sowie den Schaufelzahlen von Rotor und Standard/LeanTEC ergeben sich für beide Betriebspunkte Interaktionsmoden und Anregungsfrequenzen wie in Tabelle 12 aufgelistet. Diese Anregungsfrequenzen gelten aufgrund der gleichen TEGV Anzahl von Standard und LeanTEC für beide Konfigurationen.

Tabelle 12: Interaktionsmoden Rotor - Standard/LeanTEC für h=0 und 1

Betriebspunkt 1, Approach						Betriebspunkt 2, ADP					
h=0			h=1			h=0			h=1		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-255	-17	-17595	-183	-17	-12627	-255	-17	-14450	-183	-17	-10370
-240	-16	-16560	-168	-16	-11592	-240	-16	-13600	-168	-16	-9520
-225	-15	-15525	-153	-15	-10557	-225	-15	-12750	-153	-15	-8670
-210	-14	-14490	-138	-14	-9522	-210	-14	-11900	-138	-14	-7820
-195	-13	-13455	-123	-13	-8487	-195	-13	-11050	-123	-13	-6970
-180	-12	-12420	-108	-12	-7452	-180	-12	-10200	-108	-12	-6120
-165	-11	-11385	-93	-11	-6417	-165	-11	-9350	-93	-11	-5270
-150	-10	-10350	-78	-10	-5382	-150	-10	-8500	-78	-10	-4420
-135	-9	-9315	-63	-9	-4347	-135	-9	-7650	-63	-9	-3570
-120	-8	-8280	-48	-8	-3312	-120	-8	-6800	-48	-8	-2720
-105	-7	-7245	-33	-7	-2277	-105	-7	-5950	-33	-7	-1870
-90	-6	-6210	-18	-6	-1242	-90	-6	-5100	-18	-6	-1020
-75	-5	-5175	-3	-5	-207	-75	-5	-4250	-3	-5	-170
-60	-4	-4140	12	-4	828	-60	-4	-3400	12	-4	680
-45	-3	-3105	27	-3	1863	-45	-3	-2550	27	-3	1530
-30	-2	-2070	42	-2	2898	-30	-2	-1700	42	-2	2380
-15	-1	-1035	57	-1	3933	-15	-1	-850	57	-1	3230
0	0	0	72	0	4968	0	0	0	72	0	4080
15	1	1035	87	1	6003	15	1	850	87	1	4930
30	2	2070	102	2	7038	30	2	1700	102	2	5780
45	3	3105	117	3	8073	45	3	2550	117	3	6630
60	4	4140	132	4	9108	60	4	3400	132	4	7480
75	5	5175	147	5	10143	75	5	4250	147	5	8330
90	6	6210	162	6	11178	90	6	5100	162	6	9180
105	7	7245	177	7	12213	105	7	5950	177	7	10030
120	8	8280	192	8	13248	120	8	6800	192	8	10880
135	9	9315	207	9	14283	135	9	7650	207	9	11730
150	10	10350	222	10	15318	150	10	8500	222	10	12580
165	11	11385	237	11	16353	165	11	9350	237	11	13430
180	12	12420	252	12	17388	180	12	10200	252	12	14280

In beiden Betriebspunkten erfolgt eine sehr breite Schwingungsanregung von Schaufel- als auch Scheibenmoden. Die Frequenzen der Interaktionsmoden in Bezug auf die Betriebsdrehzahl liegen sehr nahe im Bereich der jeweiligen Resonanzstellen. Im Gegensatz zur Statoranregung EO96 bleibt beim Upstream Effect durch StandardTEC und LeanTEC ein kleiner Abstand von rund +/-2% der jeweiligen Eigenfrequenzen erhalten. Die genaue Analyse der vorhandenen Eigenfrequenzen findet sich bei der Rotorcharakterisierung in Kapitel 6.

Die Interaktionsmoden sind meist in Bezug auf die Schaufelzahl des TECs harmonische oder höherharmonische der Grundfrequenz.

5.2.1.2 Rotor - HTEC Interaktionsmoden

Aus Gleichung 5.5 sowie den Schaufelzahlen von Rotor und HTEC ergeben sich für beide Betriebspunkte Interaktionsmoden und Anregungsfrequenzen, wie in Tabelle 13 aufgelistet wird.

Tabelle 13: Interaktionsmoden Rotor - HTEC für h=0 und 1

Betriebspunkt 1, Approach						Betriebspunkt 2, ADP					
h=0			h=1			h=0			h=1		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-256	-8	-17664	-184	-8	-12696	-256	-8	-14507	-184	-8	-10427
-224	-7	-15456	-152	-7	-10488	-224	-7	-12693	-152	-7	-8613
-192	-6	-13248	-120	-6	-8280	-192	-6	-10880	-120	-6	-6800
-160	-5	-11040	-88	-5	-6072	-160	-5	-9067	-88	-5	-4987
-128	-4	-8832	-56	-4	-3864	-128	-4	-7253	-56	-4	-3173
-96	-3	-6624	-24	-3	-1656	-96	-3	-5440	-24	-3	-1360
-64	-2	-4416	8	-2	552	-64	-2	-3627	8	-2	453
-32	-1	-2208	40	-1	2760	-32	-1	-1813	40	-1	2267
0	0	0	72	0	4968	0	0	0	72	0	4080
32	1	2208	104	1	7176	32	1	1813	104	1	5893
64	2	4416	136	2	9384	64	2	3627	136	2	7707
96	3	6624	168	3	11592	96	3	5440	168	3	9520
128	4	8832	200	4	13800	128	4	7253	200	4	11333
160	5	11040	232	5	16008	160	5	9067	232	5	13147
192	6	13248	264	6	18216	192	6	10880	264	6	14960

Beim HTEC ergibt sich der ungünstige Fall, dass zusätzlich zur Statoranregung EO96 auch der Interaktionsmode durch das TEC m=96 auftritt. Diese Scheibeneigenfrequenz wird demnach gleichzeitig Downstream vom Stator und Upstream vom HTEC angeregt.

Diese ungünstigen Verhältnisse in beiden Betriebspunkten resultieren aus der in diesem Fall ungünstigen Schaufelzahl des HTEC (>30). Dabei sind die Interaktionsmoden 32, 64, 96 jeweils Harmonische/Höherharmonische der Grundfrequenz.

Mit m=72 ist die erste Blade Passing Frequency (1. BPF) des Rotors enthalten.

5.2.1.3 Rotor – Inverse-Cut-Off TEC Interaktionsmoden

Aus Gleichung 5.5 sowie den Schaufelzahlen von Rotor und Inverse-Cut-Off TEC ergeben sich für beide Betriebspunkte Interaktionsmoden und Anregungsfrequenzen wie in Tabelle 14 aufgelistet.

Tabelle 14: Interaktionsmoden Rotor - Inverse-Cut-Off TEC für h=0 und 1

Betriebspunkt 1, Approach						Betriebspunkt 2, ADP					
h=0			h=1			h=0			h=1		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-294	-6	-20286	-222	-6	-15318	-294	-6	-16660	-222	-6	-12580
-245	-5	-16905	-173	-5	-11937	-245	-5	-13883	-173	-5	-9803
-196	-4	-13524	-124	-4	-8556	-196	-4	-11107	-124	-4	-7027
-147	-3	-10143	-75	-3	-5175	-147	-3	-8330	-75	-3	-4250
-98	-2	-6762	-26	-2	-1794	-98	-2	-5553	-26	-2	-1473
-49	-1	-3381	23	-1	1587	-49	-1	-2777	23	-1	1303
0	0	0	72	0	4968	0	0	0	72	0	4080
49	1	3381	121	1	8349	49	1	2777	121	1	6857
98	2	6762	170	2	11730	98	2	5553	170	2	9633
147	3	10143	219	3	15111	147	3	8330	219	3	12410
196	4	13524	268	4	18492	196	4	11107	268	4	15187

Im Betriebspunkt 1 wird der Prüfstandsrotor, zusätzlich zur Statoranregung EO96 der Rotorscheibe, durch den Interaktionsmode m=49 resultierend aus der Rotor-TEGV Interaktion direkt in einer Schaufeleigenfrequenz angeregt.

Ähnlich ungünstige Verhältnisse zeigt auch Betriebspunkt 2 wo neben m=49 auch die Höherharmonischen m=98 und m=147 direkt Scheibeneigenfrequenzen treffen. Speziell im Betriebspunkt 2 wirkt sich dieser Fakt neben der Scheibenanregung durch den Stator sehr drastisch aus.

Die genauen Analysen dazu in Kombination mit gemessenen Schaufelschwingungsdaten finden sich in weiterer Folge in Kapitel 7.

6 Rotorcharakterisierung

Beim Prüfstandsrotor des STTF-AAAI welcher im Zuge dieser Arbeit untersucht wird, handelt es sich um eine Weiterentwicklungsstufe des im Rahmen des EU Projekts VITAL [109] eingesetzten Rotors. Dieser so genannte HSL – Rotor (High Stage Loading) ist durch ein höheres Blade Loading, welches durch eine stärkere Profilumlenkung bei gleicher Schaufelzahl realisiert wird, charakterisiert. Die genaue Kenntnis der Systemeigenschaften ist für die Beurteilung des Verhaltens, etwa unter Betriebsbedingungen, von entscheidender Bedeutung. Zur Identifikation gibt es unterschiedliche experimentelle und numerische Methoden. Die modalen Eigenschaften des Prüfstandsrotors wurden in einer Vielzahl an numerischen und experimentellen Studien untersucht und von Schönleitner et al. [5, 110] publiziert.

Die Ergebnisse aus experimentellen und numerischen Untersuchungen zur modalen Charakterisierung des Rotors sind in diesem Kapitel zusammengefasst und sollen dem Leser sowohl einen Überblick über die Methodik als auch über die strukturdynamischen Eigenschaften geben.

6.1 Rotorgeometrie

Ein wesentliches Merkmal einer beschauften Rotorscheibe (im Gegensatz zu einer Blisk) stellt die Schaufelfußverbindung dar. Die Schaufeln des HSL Rotors verfügen über einen sogenannten Hammerkopf – Schaufelfuß. Während des Beschauelungsvorganges wird jede einzelne Schaufel eingesetzt und mit einem Stahlkeil fixiert. Da dies alles manuell per Hand passiert, ergibt sich eine gewisse Streubreite der Schaufelvorspannung die einerseits unumgänglich ist, andererseits aber zu einer fertigungsbedingten Verstimmung der Schaufeln (Mistuning) führt. Beim Beschauelungsprozess wird außerdem zusätzlich ein Stahlband (zum Schutz des Schaufelfußes) zwischen Schaufelfuß und Keil vorgesehen. Außerdem werden die Schaufeln in Umfangsrichtung zueinander verspannt. Abbildung 54 zeigt schematisch die Scheibe-Schaufel Verbindung.

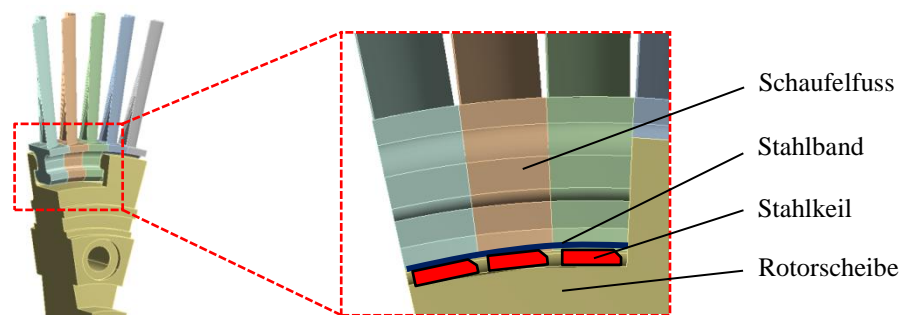


Abbildung 54: Schematische Darstellung der Schaufelfußverbindung; Hammerkopf

6.2 Experimentelle Untersuchungen

Der HSL Rotor ist sowohl mit Impulshammer als auch in einer Reihe von Shaker Tests untersucht und charakterisiert worden. Vergleiche der verschiedenen Messmethoden und Ergebnisse zu den Versuchsreihen wurden bereits von Schönleitner et al. [110] zusammengefasst, diskutiert und publiziert. Diese fokussieren sich jedoch sehr stark auf Schaufelmoden. Der Vollständigkeit halber werden diese noch einmal angeführt erweitert um die Scheibenmoden. Zur möglichst genauen Charakterisierung eignen sich, wenn möglich und verfügbar, im speziellen Shaker Tests hervorragend. Die konstante, breitbandige Anregung macht eine hohe Auflösung sowie genaue Auswertung und damit eine umfangreiche Analyse der jeweiligen Struktur möglich.

6.2.1 Versuchsaufbau Shaker Tests

Für die Anregung und modale Charakterisierung mit Hilfe eines Shaker Systems (Unwuchterreger) wurde der Prüfstandsrotor „frei“ aufgehängt, mit einem Shaker verbunden und die Antwort des Systems mit einem Laservibrometer erfasst. Die „freie“ masselose Aufhängung wurde mit sehr dünnen Stahldrähten realisiert. Dieser Versuchsaufbau, welcher auch in Abbildung 55 ersichtlich ist, wurde mehrfach verifiziert und etwa von Schönleitner et al. [110] bereits beschrieben. Die Verbindung des Rotors mit dem Shaker stellt eine sehr dünne Stange her. Wichtige Randbedingung für diese Versuche ist eine exakt, koaxiale Ausrichtung von Rotor zu Shaker. Ansonsten könnten zusätzliche Kippmomente die Ergebnisse beeinflussen. Die Messung der Schwingungsantwort wurde mit einem Laservibrometer durchgeführt. Die optische Messung zeigt gegenüber mechanischen Messungen, etwa mit Beschleunigungsaufnehmern, deutliche Vorteile da die Struktur nicht zusätzlich beeinflusst wird.



Abbildung 55: Experimentelle Rotorcharakterisierung; Shaker Test [110]

Der Prüfstandsrotor, wie in Abbildung 55 dargestellt, wird während der Versuche über den Shaker zum Schwingen angeregt. Weißes Rauschen wurde dabei aufgrund seiner konstanten spektralen Leistungsdichte im Frequenzraum als Anregungssignal ausgewählt. Der eingesetzte Frequenzgenerator weist einen Frequenzbereich von 0 – 5000Hz auf. Somit können Scheiben- und Schaufelmoden innerhalb dieses Bereiches angeregt und erfasst werden.

Für die modale Charakterisierung sowie etwaige Definition von Messpositionen zur Schaufelschwingungsmessungen ist dieser Bereich völlig ausreichend. Außerdem können mit Hilfe der in diesem Frequenzbereich gefundenen Biege- und Torsionsmoden die numerischen Modelle zur modalen Charakterisierung verifiziert werden.

Die Schwingungsantwort des Systems wurde an unterschiedlichen Positionen der Schaufeloberfläche jeder der 72 Rotorschaukeln aufgenommen und ausgewertet. Außerdem wurden mehrere Stellen an der Scheibe gemessen.

Dieselben Positionen sind bereits zur Charakterisierung des VITAL-Rotors definiert worden. Genaue Informationen dazu finden sich etwa in der Arbeit von Traussnig [82]. Ferner beschreibt Traussnig in seiner Diplomarbeit die Versuchsdurchführung, Datenaufnahme und Aufbereitung sowie die Auswertung der Messdaten.

6.2.2 Ergebnisse

Das gemessene Spektrum einer Schaufel des HSL-Rotors ist in Abbildung 56 illustriert. Aufgrund des eingesetzten Frequenzgenerators ist das Spektrum auf den Bereich bis 5000Hz begrenzt. Dennoch beinhaltet es die ersten wichtigen Schaufel- sowie Scheibenmoden. Diese können in Abstimmung mit den numerischen Ergebnissen nach Kapitel 6.3 eindeutig zugewiesen werden.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass ab hier klar in Scheiben- und Schaufelschwingung unterschieden wird. Dies dient vor allem der Übersicht. Scheiben- oder Schaufelschwingung soll in diesem Fall die Herkunft des jeweiligen Modes kennzeichnen. Da es sich um ein System handelt könnte man auch allgemein Systemmoden definieren, da Scheibenmoden wiederum über Kontaktanregung im Schaufelfuß die Rotorschaukeln zu Schwingungen anregen, welche dann messtechnisch erfasst werden (sowohl bei der Charakterisierung als auch bei den späteren Schaufelschwingungsmessungen). Wird eine Schaufel mit einer Eigenfrequenz der Scheibe angeregt so schwingt diese hauptsächlich mit ihrer nächstgelegenen Eigenform aber mit der Frequenz der Scheibe. Manche Literaturstellen definieren diese auch als Koppelmoden. Eine Trennung in Scheiben- und Schaufelmoden erleichtert außerdem die spätere Auswertung der Schaufelschwingungsmessung unter Betriebsbedingungen.

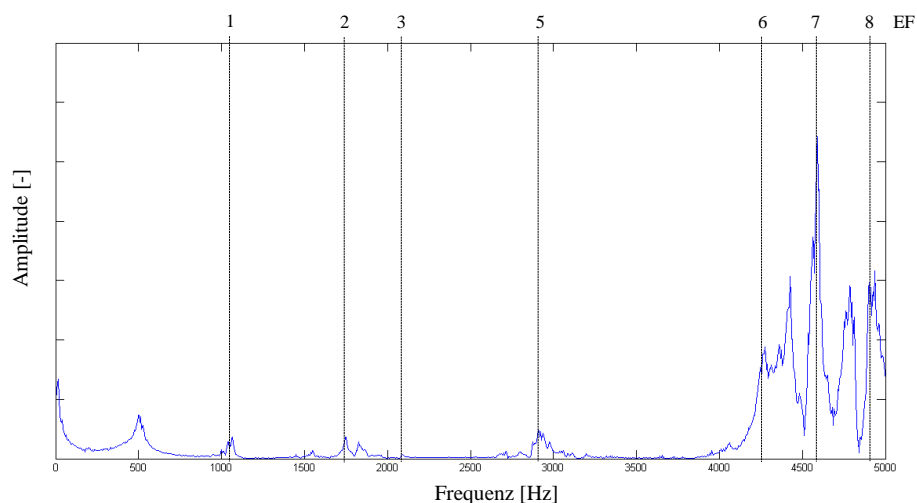


Abbildung 56: Spektrum HSL-Rotor; Shaker Test

Im gemessenen Spektrum gemäß Abbildung 56 können die Amplitudenpeaks einer Eigenfrequenz bzw. Eigenform (EF) zugewiesen werden.

Als Schaufelmoden können EF 1, 2, 5 und 8 identifiziert werden. Scheibenmoden sind EF 3, 4, 6 und 7. Die Schwingungsantwort (Response) von Scheibenmode 4 EF konnte nicht bzw. nur sehr schwach detektiert werden und kann daher im Spektrum nach Abbildung 56 nicht eingezeichnet werden. Seine Existenz kann aber sowohl numerisch als auch in den Schaufelschwingungsmessungen, welche in Kapitel 7 ausgewertet werden, nachgewiesen werden. Die Schaufelmoden enthalten sowohl Biegemoden um das kleine (1 EF) wie auch um das große Widerstandsmoment (2 EF) der Rotorschaukel sowie den 1. Torsionsmode (3 EF) und den 2. Biegemode um das kleine Widerstandsmoment (4 EF). Damit können die numerischen Modelle verifiziert bzw. die numerische Kontaktmodellierung kalibriert werden. Alle zugehörigen Eigenformen finden sich in Kapitel 6.5.

Jener Peak der bei ca. 500Hz auftritt und ebenfalls in Abbildung 56 ersichtlich ist, wurde mehrfach nachgeprüft und gemessen und ist eindeutig der Rotoraufhängung zuordenbar.

Abbildung 57 zeigt die ersten drei Schaufelmoden sowie die ersten zwei Scheibenmoden, die mit den Shaker Tests gefunden werden konnten. Diese sind vermessen für alle 72 Schaufeln oben dargestellt. Wählt man die Darstellung eines Polardiagramms unten, so wird die Streuung der Frequenzen sehr gut ersichtlich. Dabei spricht man von Verstimmung der Beschaukelung bzw. Mistuning wie begrifflich oft verwendet.

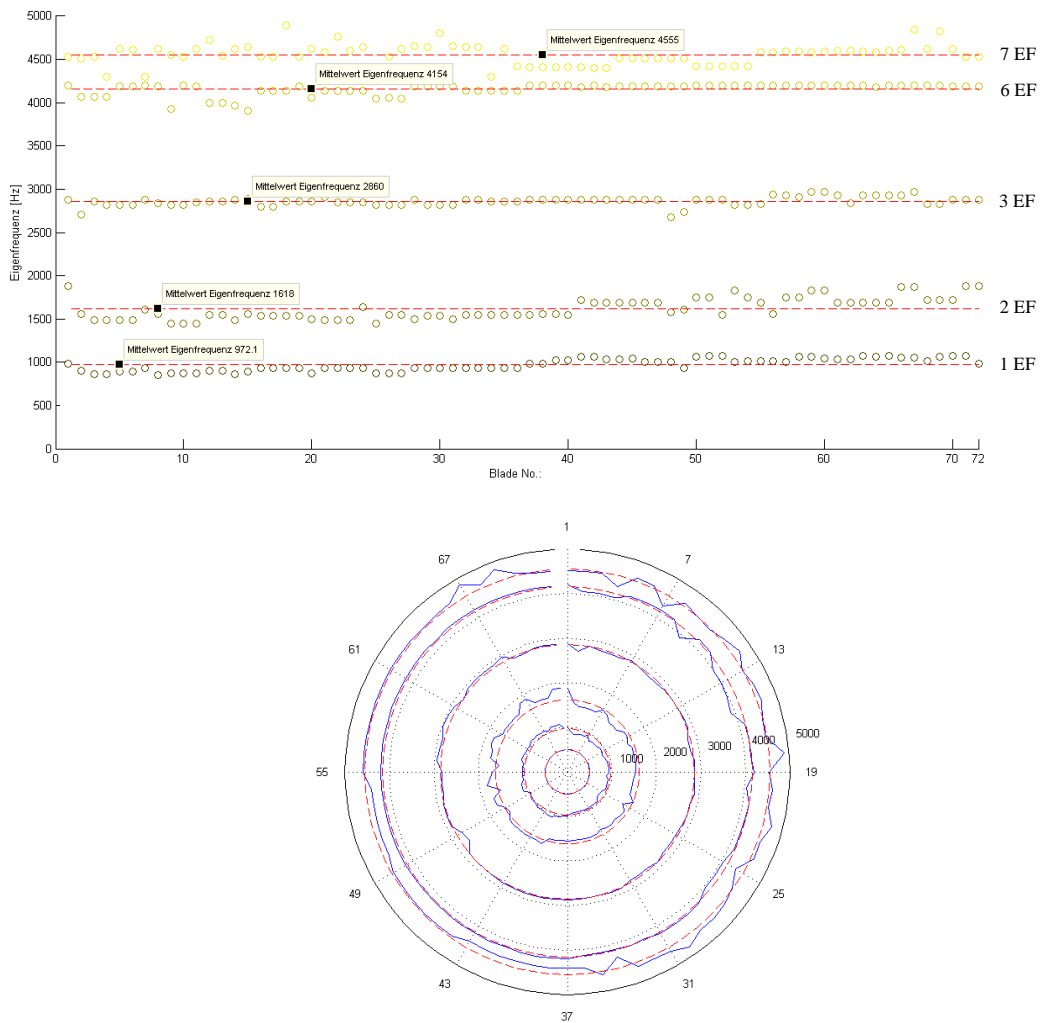


Abbildung 57: Eigenfrequenzen HSL-Rotor; Ergebnisse gesamt (oben) und Polardiagramm (unten)

Die Auswertung der gefunden Moden kann wie folgt in Tabelle 15 zusammengefasst werden. Diese wurden zum Teil von Traussnig [82] bereits dargestellt und werden hier um die Scheibenmoden ergänzt. Es stellt gleichzeitig die statistische Auswertung der Messung aller 72 Rotorschaukeln dar.

Tabelle 15: Ergebnisse der Shaker Tests

Mode	Herkunft	Eigenfrequenz Mittelwert [Hz]	Eigenfrequenz Medianwert [Hz]	Eigenfrequenz Standardabweichung [Hz]
1 EF	Schaufel	972.0	961.9	70.1
2 EF	Schaufel	1618.5	1552.7	122.0
3 EF	Scheibe	2052.2	2064.3	45.5
4 EF	Scheibe	-	-	-
5 EF	Schaufel	2859.6	2868.7	51.6
6 EF	Scheibe	4153.8	4185.0	69.0
7 EF	Scheibe	4555.3	4584.6	119.2
8 EF	Schaufel	4816.5	4848.4	65.1

6.2.3 Mistuning

Alle theoretischen sowie numerischen Betrachtungen gehen von idealen Geometrie- und Materialeigenschaften aus. In der Realität ist dies allerdings niemals der Fall. Man definiert dies als Schaufelverstimmung oder sehr gebräuchlich nach der englischen Übersetzung als Mistuning. Je nach Bauteilgeometrie und Komplexität des Fertigungsverfahrens weichen diese Eigenschaften mehr oder weniger voneinander ab. Sofern eine Schaufelverstimmung nicht bewusst definiert wird, wie etwa zukünftige Trends in diesem Bereich zeigen, kann man auch von fertigungsbedingtem Mistuning sprechen.

Das Mistuning des zusammengebauten Prüfstandrotors resultiert einerseits aus der Fertigungstoleranz aller Bauteile und andererseits als Resultat des Zusammenbaus. Bei beschaukelten Rotorscheiben wird jede einzelne Schaufel per Hand eingesetzt, zur Nachbarschaukel hin verspannt und final mit einem Keil fixiert, der per Hand eingeschlagen wird. Daraus ergeben sich mehrere Quellen von Mistuning. Einerseits wird in der Realität die Verspannung der einzelnen Schaufeln zueinander abweichen und andererseits die Vorspannung der einzelnen Schaufeln im Fuß durch unterschiedliche Keilwirkung variieren. Somit kommt es alleine durch den Beschaukelungsprozess zu einer unterschiedlichen Vorspannung des jeweiligen Schaufelfußes, vergleichbar mit einer unterschiedlichen Einspannsteifigkeit etwa eines Balkens. Fertigungsbedingtes Mistuning hängt sehr stark von der Geometrie des Bauteiles ab und kann die strukturdynamischen Eigenschaften sehr stark beeinflussen. Der Hammerkopffuß als gewähltes Design für den Schaufelfuß beim HSL-Rotor ist durch seine Geometrie sehr stark abhängig von Fertigungsabweichungen. Die beteiligten Bauteiloberflächen sind beispielsweise in Abbildung 58 dargestellt.

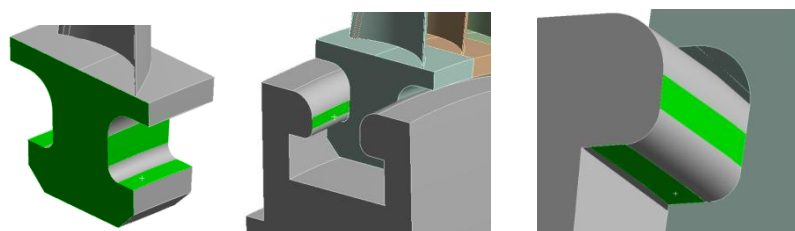


Abbildung 58: Hammerkopffuß; Fertigungstoleranzen [110]

Zu Beginn sollten die Stirnflächen möglichst großflächig an einander liegen bzw. dementsprechend gefertigt sein. Ein Ausrichten der Flächen zueinander durch das Verspannen würde eine zusätzliche Vorspannung verursachen, und damit auch eine zusätzliche Verwindung und Belastung der Schaufel im Übergang Schaufelfuß-Schaufelprofil. Zum anderen wäre der Spalt zwischen Schaufelfuß und Scheibe, wie in Abbildung 58 rechts gezeigt, theoretisch 0mm wie in einer numerischen Simulation etwa.

Praktisch obliegt dieser Querschnitt sowohl scheiben- als auch schaufelseitiger Fertigungstoleranzen, sodass automatisch ein kleiner Spalt entsteht. Dieser ist speziell im zusammengebauten Zustand später nicht evaluierbar. Dennoch hat dieser unterschiedlichen Einspannlängen der Schaufel (wieder in Bezug auf einen vereinfachten Balken) zur Folge. Da die Eigenfrequenzen rein von der Dichte (Material) sowie Steifigkeit und Einspannlängen (beides Geometrie) abhängig sind, zeigt jede der 72 Rotorschaukeln klarerweise eine theoretisch minimal abweichende Charakteristik.

Die Streuungen der Eigenfrequenzen in Abbildung 57, lassen sich sehr gut in Abhängigkeit der Qualität des Beschauelungsprozesses darstellen. So zeigt etwa die rechte Hälfte im Polardiagramm eine größere Mistuningneigung als die linke. Dies könnte eventuell ein Resultat nachlassender Genauigkeit während des Beschauelungsprozesses sein. Etwa ungenau Verspannung der Schaukeln zueinander, schnelleres Eintreiben des Keiles, etc.

Des Weiteren fällt vor allem die größte Streuung der Eigenfrequenzen des Schaufelmodes 2 auf. Dieser stellt den 1. Biegemode in Bezug auf das große Widerstandsmoment dar und ist damit sehr abhängig von der Einspannlänge der Schaufel, die je nach Spalt zwischen Schaufelfuß und Rotorscheibe variieren kann. Genauer gesagt zeigen sich speziell in diesem Mode Unterschiede aufgrund Fertigungstoleranzen. Darüber hinaus zeigen sich auch bei diesem Mode die größten Abweichungen im Vergleich zu den numerischen Ergebnissen folgend in Kapitel 6.3.

Steifigkeitsunterschiede der Schaukeln aufgrund Fertigungstoleranzen (z.B. der Profilgeometrie) sind indes schwer zu evaluieren und fallen im zusammengebauten Zustand mit Vorspannungseffekten zusammen.

Eine genaue Betrachtung zum Thema Mistuning aufgrund Fertigungstoleranzen und Abweichungen beim Beschauelungsprozess, ebenfalls in Bezug auf den HSL-Rotor, wurde bereits von Schönleitner et al. [110] angestellt und publiziert. Für genauere Details und Informationen sei an dieser Stelle darauf verwiesen.

In Summe kann ein leichtes Mistuning des HSL-Rotors in allen Moden festgestellt werden. Dieses bewegt sich innerhalb +/- 2% der theoretischen Eigenfrequenz eines unverstimmten Rotors, und sollte für die Schwingungscharakteristik im Betrieb keinen Einfluss zeigen. Nach vielfach publizierter Literatur in diesem Bereich spricht man ab +/-10% in Bezug auf eine unverstimmte Schaufel von einem starken Mistuning, das zu einer starken Amplitudenerhöhung der Betriebsschwingungen führen kann. Demnach sollten in weiterer Folge Mistuning Konzepte die ein bewusstes Mistuning in einem Rotordesign wünschen (z.B. jede 2. Schaufel unterschiedlich bei beschauelten Rotoren), dieses mit >10% Abweichung (unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen) gestalten.

6.3 Numerische Untersuchungen

Bei der numerischen Modellierung und Simulation ist natürlich das Hauptziel eine möglichst genaue Nachbildung der Realität. Dafür sind im Umkehrschluss experimentell ermittelte Referenzdaten zur Validierung und Kalibrierung der Numerik zwingend erforderlich. Die Kunst besteht in weiterer Folge darin, möglichst genaue Ergebnisse mit so einfach wie nötig aufgebauten Modellen zu erzielen. Dies trifft vor allem bei größeren Baugruppen zu, da ansonsten Rechenzeiten oder generell Computerressourcen Überhand nehmen. Dadurch ist man in der Praxis des Öfteren mit wirtschaftlichen Überlegungen konfrontiert. Alle numerischen Studien im Rahmen dieser Arbeit wurden mit dem kommerziellen Softwarepaket von ANSYS durchgeführt.

6.3.1 Modellbildung

Bei rotierenden Bauteilen im Allgemeinen versucht man so gut wie möglich Umfangssymmetrien auszunutzen und dadurch Zeit in der Modellierung bzw. Modellgröße und damit Rechenzeit zu sparen. Ausgehend von der experimentellen modalen Charakterisierung im Stillstand, zusammengefasst in Kapitel 6.2, wurden unterschiedliche Modellvereinfachungen getroffen und eine großangelegte numerische Studie des HSL-Rotors, wie auch in ähnlicher Weise des VITAL-Rotors unter Anleitung des Autors von Justl [111], gestartet.

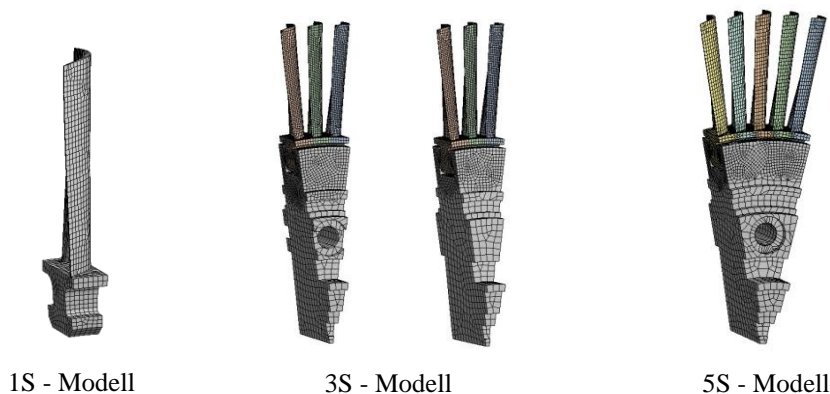


Abbildung 59: Numerische Modellbildung; Vereinfachte Rotorgeometrie nach Schönleitner et al. [5, 6]

Abbildung 59 zeigt mögliche Modellvereinfachungen unter Ausnutzung von Umfangssymmetrie des Prüfstandrotors. Ausgehend vom einfachsten Fall eines 1S-Modells (1-Schaufel Modell), wurden sowohl unterschiedliche 3S-Modelle als auch ein 5S-Modell untersucht. Die 3-Schaufel Modelle berücksichtigen dabei die unterschiedlichen Umfangssteifigkeiten der Rotorscheibe die sich aufgrund der Befestigungsbohrungen (zur Anbindung an die Rotorwelle) ergeben. Das 5-Schaufel Modell bildet seinerseits die korrekte Scheibensteifigkeit in Bezug auf die experimentellen Ergebnisse der einzelnen Scheiben- und Schaufelmoden ab.

Neben den Modellvereinfachungen hinsichtlich Geometrie wurden sowohl eine Vielzahl unterschiedlicher Kontaktformulierungen wie auch deren mathematischer Formulierung variiert. Im Abgleich mit den experimentellen Daten konnte so, unter Berücksichtigung von Computerressourcen und Rechenzeiten, ein optimales numerisches Setup gefunden werden.

Die genauen Details zur Modell-, Kontaktformulierungs- und Netzstudie wurden von Schönleitner et al. [5] publiziert bzw. von Schönleitner et al. [6] vorgestellt. Außerdem wurden die numerischen Ergebnisse den Betrachtungen von Schönleitner et al. [110] hinsichtlich Mistuning den experimentellen Daten gegenübergestellt. Weitere Details zur Modellbildung und Aufbereitungen finden sich außerdem in der vom Autor betreuten Arbeit von Schitter [112].

Zusammenfassend hierzu kann festgehalten werden, dass sich das 1S-Modell hervorragend für eine schnelle Abschätzung der Eigenschaften eignet. 3-Schaufelmodelle sind vor allem für weiterführende Berechnungen wie z.B. FSI Koppelungen (Fluid-Struktur Interaktion) vorteilhaft. Dabei kann die Umströmung einer Rotorschaukel vollständig abgebildet werden. Aufgrund des hohen numerischen Aufwandes einer gekoppelten CFD würden größere Modelle überproportional lange Rechenzeiten bedeuten. Bei 3S-Modell muss in diesem Fall allerdings ein Kompromiss in Bezug auf die Scheibensteifigkeit eingegangen werden. Eine Studie dazu bzw. eine 1-Wege FSI Rechnung zur Abschätzung der Schaufelverformungen im Betrieb (für ein optimales DMS Setup) wurde von Schönleitner et al. [5] bereits veröffentlicht. Das 5S-Modell ist am besten in der Lage als vereinfachtes Modell die Realität abzubilden. Für eine weiterführende FSI Rechnungen ist es je nach Ressourcenkapazität allerdings noch zu groß (am derzeitigen Stand der Technik).

Mit allen vereinfachten Modellen können nahezu alle Scheiben- und Schaufelmoden gefunden werden. Bei den Schaufelmoden können zusätzlich die Eigenformen gefunden werden. Für eine genaue Aussage der Scheibenmoden, im speziellen Nodal Diameter Betrachtungen, reichen allerdings alle nicht aus. Für eine genaue Betrachtung der Scheibencharakteristik bzw. um ein umfassendes Bild der Charakteristik des Rotors zu erhalten, ist ein 360° Modell bzw. ein 72-Schaufel Modell (72S) unumgänglich. Nur so kann neben dem Campbell Diagramm etwa auch das Interferenzdiagramm erstellt werden.

6.3.2 72S Modell des HSL-Rotors

Zur detaillierten Untersuchung und in weiterer Folge zur experimentellen Schwingungsbeurteilung im Betrieb, wurde in einer numerischen Modalanalyse im Stillstand wie auch bei den Betriebsdrehzahlen der beiden Betriebspunkte, ein 360° Modell aufgesetzt. Dieses 72S-Modell ist beispielhaft mit sichtbarem Netz in Abbildung 60 dargestellt.

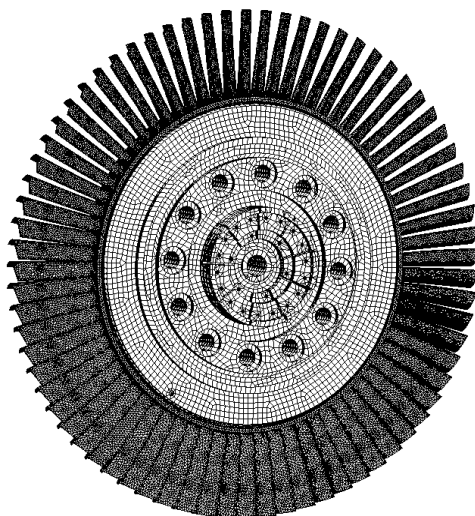


Abbildung 60: Numerisches Modell des HSL-Rotors, 72S-Modell

Im Vergleich zum einfachsten 1S-Modell mit 24874 Elementen zählt das 72S Modell 686731 Elemente (vorwiegend Hexagonale). Dadurch steigert sich die Rechenzeit um ein Vielfaches. Dennoch wurde der HSL-Rotor nicht nur im Stillstand numerisch modal charakterisiert sondern bis zu einer Drehzahl von 5000min^{-1} . Damit wird das Zeichnen des Campbell Diagramms und des Interferenzdiagramms und somit eine vollständige Charakterisierung möglich. Der Einfachheit halber wird nicht der komplette Wellenstrang modelliert. Die Einspannbedingungen werden entsprechend in den Befestigungsbohrungen der Rotorscheibe definiert. Für Details hierzu wird auf die Arbeit von Schitter [112] verwiesen.

Natürlich wurden die Kontaktbedingungen und mathematische Definition dahingehend variiert und adaptiert, sodass eine möglichst geringe Abweichung zu den experimentell bestimmten auftritt.

6.4 Campbell Diagramm HSL-Rotor

Als Resultat der numerischen und experimentellen Modalanalysen kann das Campbell Diagramm für den HSL-Rotor gezeichnet werden. Es stellt den zentralen Eckpfeiler der modalen Eigenschaften der Struktur dar und vereint alle gefundenen Ergebnisse zu einer Rotorcharakterisierung.

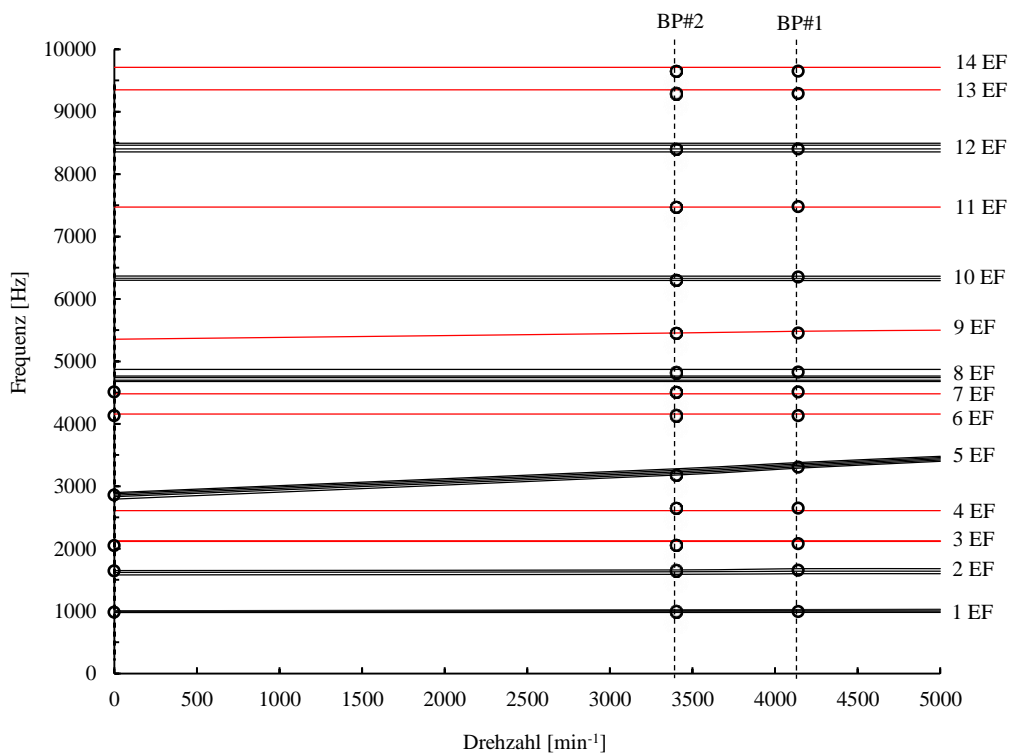


Abbildung 61: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Gesamtüberblick

Abbildung 61 zeigt das Campbell Diagramm für den HSL-Rotor der STTF-AAAI. Dabei werden in Abhängigkeit der Drehzahl bis 5000min^{-1} alle Rotoreigenfrequenzen bis 10000Hz dargestellt. Zur besseren Übersicht werden Schaufelmoden in Schwarz und Scheibenmoden in Rot dargestellt. Das Campbell Diagramm ist dem numerischen 72S-Modell abgeleitet. Experimentelle Daten sind bei Stillstand sowie in den Betriebspunkten 1 und 2 (BP#1/2) als Kreisringe dargestellt. Generell zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten (<5% Abweichung der EF in allen Moden).

Da die Schaufeln je nach Umfangsposition einer unterschiedlichen Scheibensteifigkeit (variiert geometriebedingt über den Umfang) unterliegen, ergibt sich ein Frequenzband, dass je nach Mode breiter oder schmaler ausfällt. Außerdem zeigt sich je nach Mode teilweise eine Fliehkraftversteifung was zu einer steigenden Eigenfrequenz mit zunehmender Drehzahl führt. Dies betrifft vor allem den 1. Torsionsmode der Schaufel (5 EF) der leicht mit der Drehzahl ansteigt.

Auffällig ist zudem eine relativ gleichmäßige Aufteilung von Scheiben- und Schaufeleigenfrequenzen. Dieses Diagramm zeigt bereits die Wichtigkeit der Berücksichtigung der Scheibe im Gesamtsystem. Obwohl die Rotorscheibe eine höhere Steifigkeit und Masse aufweist, zeigt sich die erste Eigenfrequenz der Rotorscheibe bereits nach den ersten beiden Schaufelmoden.

Da in weiterer Folge eine Auswertung der Schaufelschwingungen unter Betriebsbedingungen bis 10000Hz analysiert wird, wird dieser Bereich ebenfalls im Campbell Diagramm bei der Rotorcharakterisierung abgedeckt. Um eine bessere Übersicht und Überblick zu behalten, speziell dann wenn zusätzlich Engine Order Linien eingetragen sind, werden Scheiben- und Schaufelmoden getrennt behandelt. Demnach wird das Campbell Diagramm in zwei Teile gesplittet, einmal für die Schaufel und einmal für die Scheibe.

6.4.1 Campbell Diagramm - Rotorscheibe

Abbildung 62 zeigt das Campbell Diagramm der Rotorscheibe. Darin sind die Schaufelmoden aus Abbildung 61 gefiltert. Zusätzlich eingezeichnet sind die vier wichtigsten Engine Order (EO) Anregungen durch den Stator (Downstream Effect) EO96 in grün bzw. durch das jeweilige TEC (Upstream Effect). Standard/LeanTEC EO15 in Blau, HTEC EO3x in Violett sowie in Rot EO4x für das Inverse-Cut-Off TEC.

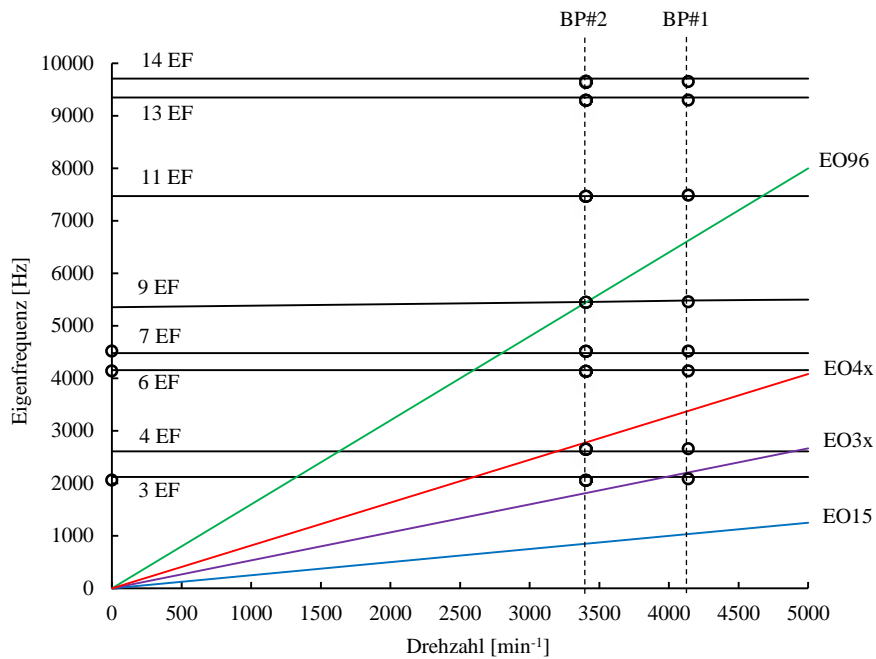


Abbildung 62: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Rotorscheibe

Vorweg sind die Engine Order Linien hinsichtlich ausbreitungsfähiger Interaktionsmoden der TECs eingetragen worden. Die genaue Analyse erfolgt in Kapitel 7.

Trotzdem fällt bereits an dieser Stelle vorgreifend zu Kapitel 7 auf, dass eine Anregung durch den Stator im Betriebspunkt 2 (ADP) direkt im Resonanzpunkt der Scheibe erfolgt. Dieser Fall ist der Ungünstigste aller Fälle. Bei kommerziellen Anwendungen sollte hier ein Abstand von mindestens 10%, je nach Regelwerk, zur jeweiligen Eigenfrequenz gegeben sein.

6.4.2 Campbell Diagramm - Rotorschaukel

Abbildung 63 zeigt das Campbell Diagramm der Rotorschaukel. Darin sind die Scheibenmoden aus Abbildung 61 gefiltert. Außerdem ist der Mittelwert der numerischen Ergebnisse des Eigenfrequenzbandes aus allen 72 Schaufeln eingezeichnet. Zusätzlich dargestellt sind die vier wichtigsten Engine Order (EO) Anregungen durch den Stator (Downstream Effect) EO96 in grün bzw. das jeweilige TEC (Upstream Effect). Standard/LeanTEC EO15 in Blau, HTEC EO3x in Violett sowie in Rot EO4x für das Inverse-Cut-Off TEC.

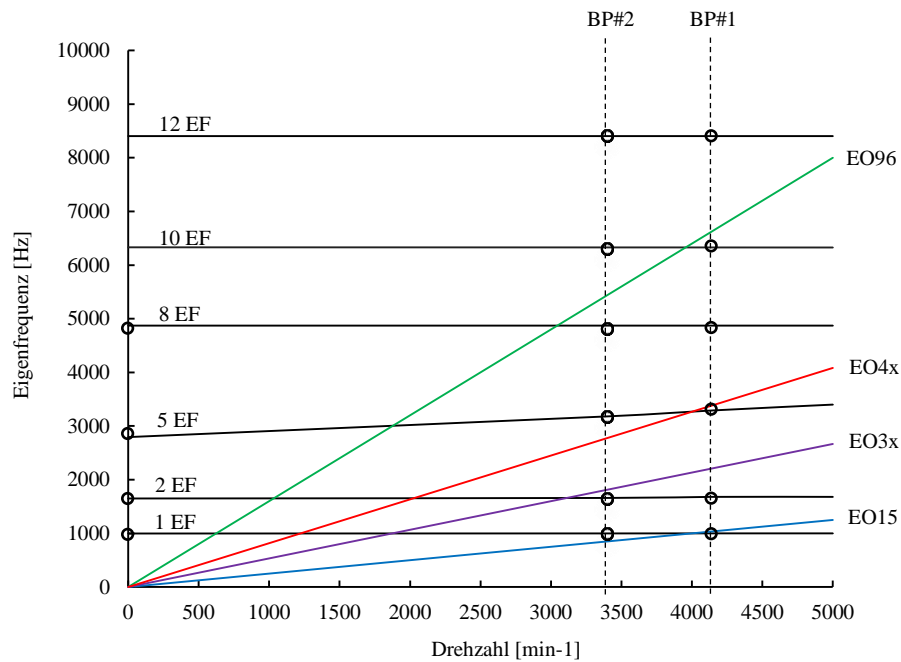


Abbildung 63: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Rotorschaukel

Bei der Rotorbeschaufelung scheint Betriebspunkt 1 wesentlich ungünstigere Verhältnisse in Punkto Schwingungsanregung durch Stator und TEC zu zeigen. Sowohl durch den Stator (10 EF) als auch durch Standard/LeanTEC (1 EF) und Inverse-Cut-Off TEC (5 EF) wird eine Schwingungsanregung direkt in einem Resonanzpunkt unterschiedlicher Schaufelmoden erwartet. Hierbei gilt die gleiche Randbedingung wie zuvor bei der Scheibe, einer unabhängig der TEC Konfiguration dauerhaften Schwingungsanregung durch den stromaufwärts gelegenen Stator.

Bei Betriebspunkt 2 ist aus diesen einfachen Überlegungen (ohne zusätzliche Interaktionsmoden) eine Anregung eines Modes (2 EF) durch das HTEC zu erwarten.

Die genauen Analysen der Schaufelschwingungen und deren Ursachen mit Hilfe der gezeigten Campbell Diagramme sind in Kapitel 7 für alle Konfigurationen in beiden Betriebspunkten zu finden.

6.5 Zusammenfassung - Modenzuordnung

Die modalen Eigenschaften des HSL-Rotors wurden umfangreich experimentell und numerisch untersucht. Die Ergebnisse aus diesem Kapitel sind übersichtlich in Tabelle 16 zusammengefasst. Mit Hilfe der numerischen Ergebnisse ist es einfach möglich die gefundenen Eigenfrequenzen einem Schaufel- oder Scheibenmode zuzuordnen. Außerdem finden sich die zugehörigen Eigenformen ausgewertet bis 10 000Hz und repräsentativ illustriert für den Frequenzbereich der Betriebspunkte (Experiment) in Abbildung 64 und Abbildung 65.

Tabelle 16: Eigenformen und Eigenfrequenzen in Hz des HSL-Rotors bei Stillstand sowie für BP#1+2

Mode	Herkunft	Stillstand		Betriebspunkt 2, ADP		Betriebspunkt 1, APP	
		Numerik	Experiment	Numerik	Experiment	Numerik	Experiment
1 EF	Schaufel	989	972	995	979	1005	995
2 EF	Schaufel	1638	1618	1658	1647	1688	1656
3 EF	Scheibe	2101	2052	2118	2060	2125	2138
4 EF	Scheibe	2602	-	2608	2641	2616	2648
5 EF	Schaufel	2808	2859	3175	3143	3265	3311
6 EF	Scheibe	4133	4153	4141	4165	4149	4172
7 EF	Scheibe	4481	4555	4485	4561	4486	4562
8 EF	Schaufel	4852	4816	4864	4827	4872	4829
9 EF	Scheibe	5405		5424	5467	5472	5527
10 EF	Schaufel	6303		6312	6246	6328	6390
11 EF	Scheibe	7412		7441	7421	7448	7528
12 EF	Schaufel	8351		8375	8346	8404	8347
13 EF	Scheibe	9349		9351	9255	9352	9312
14 EF	Scheibe	9705		9712	9652	9716	9657

EF kann in Tabelle 16 entweder als Eigenform oder Eigenfrequenz gelesen werden. An dieser Stelle wird zur übersichtlicheren grafischen Darstellung auch die Farbkonvention mit Blau für Schaufelmoden und Orange für Scheibenmoden definiert.

Die zusammengefassten Eigenformen der Scheibe in Abbildung 65 sind rein repräsentativ für den jeweiligen Mode. Der sich einstellende Nodal Diameter bzw. die betroffene Mode Familie hängt vom jeweiligen Betriebspunkt ab. Ein sehr detailliertes Bild über die Charakteristik der Rotorscheibe wird von Schitter [112] gezeichnet.

Die Schaufelmoden entsprechen jenen die unter Betriebsbedingungen auftreten und können im gemessenen Spektrum eindeutig zugeordnet werden. Die in Betriebspunkt 2 angeregte Resonanz der Scheibe (9 EF) und der damit verbundene Nodal Diameter der Scheibe ist in Abbildung 65 dargestellt (ND=3, NC=1).

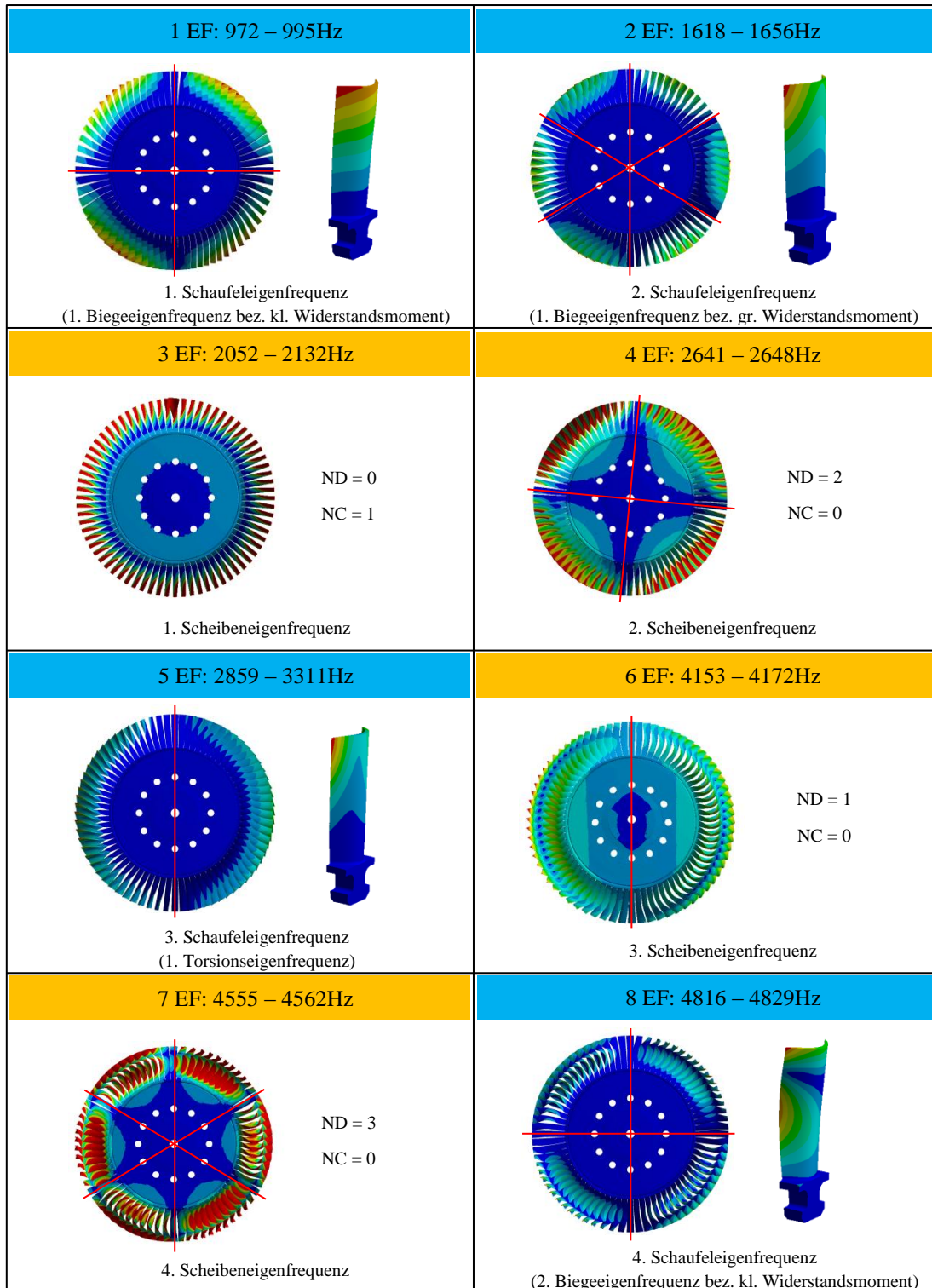


Abbildung 64: HSL-Rotor; Eigenfrequenzen und Eigenformen

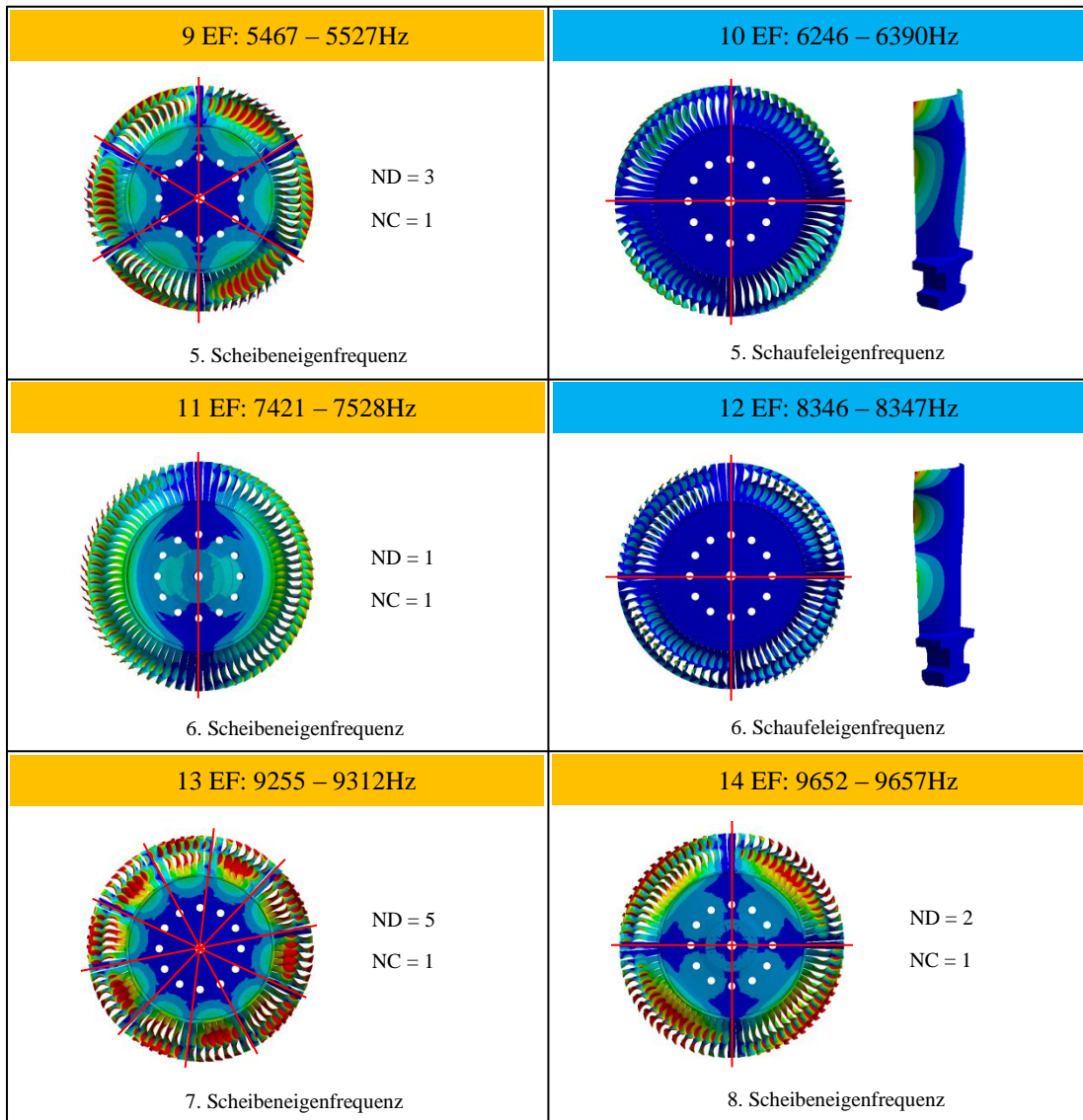


Abbildung 65: HSL-Rotor; Eigenfrequenzen und Eigenformen (Fortsetzung)

7 Diskussion der Messergebnisse

Im folgenden Kapitel sind die Messergebnisse der Schaufelschwingungsmessungen sowie der Aerodynamikmessungen zusammengefasst. Durch Auswertung beider Betriebspunkte lässt sich eine Stromabwärtswirkung (Downstream Effect) des Stators sowie eine Stromaufwärtswirkung (Upstream Effect) der jeweiligen TEC Konfiguration in Bezug auf die Rotorbeschaufelung nachweisen.

Die angeregten Eigenfrequenzen und deren zugehörige Eigenformen werden wie bereits in den Kapiteln zuvor in Schaufelmoden und Scheibenmoden unterteilt, getrennt ausgewertet und beurteilt. Außerdem erfolgt abschließend eine Gesamtbeurteilung des Systems. Die genaue Analyse der gemessenen Spektren erfolgt in direktem Kontext mit den durchgeführten numerischen und experimentellen Studien der modalen Charakterisierung. Die Tatsache, dass sowohl zwei unterschiedliche Betriebspunkte, wie auch vier verschiedene TEC Konfigurationen getestet, gemessen und ausgewertet wurden, resultiert in einer Unmenge an experimentellen wie numerischen Daten.

Die Schaufelschwingungsmessungen wurden, wie bereits in Kapitel 4 beschrieben, mit zwölf Dehnmessstreifen appliziert an unterschiedlichen Rotorschaukeln und Oberflächenpositionen durchgeführt. Um ein finales Resümee zu ziehen, dieses aber auch repräsentativ darstellen zu können, sind je DMS Position, zwei DMS ausgewertet und analysiert worden. Da eine komplette Aufstellung der Daten den Rahmen dieser Arbeit bei Weitem sprengen würde, wird im Folgenden repräsentativ eine DMS Position detailliert ausgewertet, analysiert und das Schwingungsverhalten beurteilt. Für die Ergebnisse der Auswertung der weiteren DMS wird auf den Anhang verwiesen, wo die Ergebnisse kompakt aufbereitet und zusammengefasst sind. Außerdem finden sich im Anhang die Spektren aller Messungen und Dehnmessstreifen der kompletten Versuchsreihe.

Betriebspunkt 2 (ADP) wurde mit der gewählten Niederdruckturbinenkonfiguration so gewählt, dass die Engine Order der Statorschaufelzahl direkt eine Eigenfrequenz bei Betriebsdrehzahl schneidet. Damit wird eine einmalige Resonanzmessung einer Niederdruckturbinenbeschaufelung unter treibwerksrelevanten Betriebsbedingungen realisiert. Da die Schaufelschwingungen natürlich direkt mit der Rotordynamik gekoppelt sind, zeigte der Rotor ein stark instabiles Betriebsverhalten. Eine Messung der Strömungsfelder, wie etwa in Betriebspunkt 1, wurde unmöglich.

Die Evaluierung und Detailanalyse des Upstream Effekt der TECs inklusive Ergebnisse der Strömungsmessungen der einzelnen TEC Konfigurationen erfolgt daher bei Betriebspunkt 1 (Approach). Betriebspunkt 2 (ADP) liefert einzigartige Daten von Schaufelschwingungsmessungen bei Resonanz.

7.1 Einführung

7.1.1 Spektrum - Modenzuordnung

Bei der Auswertung der Schaufelschwingungsmessungen werden die Amplitudenlevels des jeweiligen Modes bei allen Konfigurationen ausgewertet. In den gemessenen Spektren können mit Hilfe der numerischen Studien die Moden eindeutig einer Schaufel oder Scheibenschwingung zugeordnet werden. Diese können getrennt oder gemeinsam beurteilt und mit anderen Konfigurationen verglichen werden. Abbildung 66 zeigt beispielsweise das Spektrum von DMS#5 aufgezeichnet im Betriebspunkt 1 (Approach) und StandardTEC. Die Spektren werden bis 10000Hz detailliert analysiert, da dies den entscheidenden Bereich zur Beurteilung darstellt. Darüber hinaus finden sich vereinzelt sehr kleine Amplituden höher harmonischer Schwingungen bzw. Moden mit sehr geringem Energieinhalt.

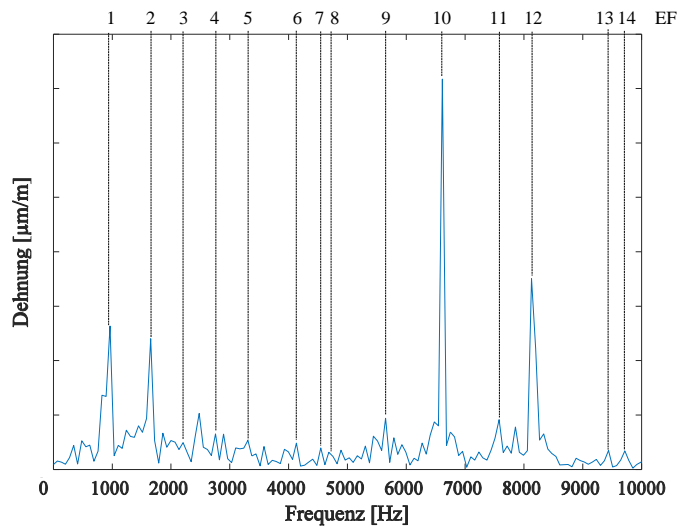


Abbildung 66: Spektrum Schaufelschwingungsmessung - Modenzuordnung

Gemäß Kapitel 6 können die Moden im obigen Spektrum nach ihrer Herkunft wie folgt in Tabelle 17 zugeordnet werden:

Tabelle 17: Modenzuordnung

1 EF	Schaufel
2 EF	Schaufel
3 EF	Scheibe
4 EF	Scheibe
5 EF	Schaufel
6 EF	Scheibe
7 EF	Scheibe
8 EF	Schaufel
9 EF	Scheibe
10 EF	Schaufel
11 EF	Scheibe
12 EF	Schaufel
13 EF	Scheibe
14 EF	Scheibe

EF kann hier sowohl als Eigenform oder Eigenfrequenz gelesen werden. An dieser Stelle wird zur besseren grafischen Aufbereitung auch die Farbkonvention mit Blau für Schaufelmoden und Orange für Scheibenmoden definiert.

7.1.2 DMS Auswertung

Wie von Schönleitner et al. [5] evaluiert wurden Dehnmessstreifen an 3 unterschiedlichen Schaufeloberflächenpositionen appliziert. Diese sind noch einmal in Abbildung 67 abgebildet, ebenso wie die dazugehörigen DMS Nummerierungen für die Auswertung. Die Nummerierung der DMS gilt nach Kapitel 4.6.3.4.

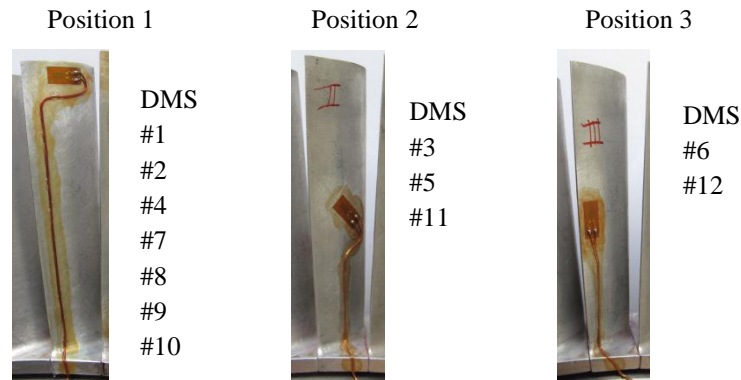


Abbildung 67: DMS Setup

Aufgrund der vielen Messpositionen, TEC Konfigurationen und Betriebspunkte ergibt sich eine sehr große Datenmenge. Im Rahmen dieser Arbeit werden bei beiden Betriebspunkten und für alle TEC Konfigurationen DMS#3, #5, #10, #11 und #12 detailliert ausgewertet. Diese decken alle Messpositionen ab und ermöglichen so einen Abgleich für eine allgemeine Beurteilung. Positionsabhängig ist das Messsignal der DMS natürlich unterschiedlich, da selbst bei der theoretisch gleichen Position jeder DMS nicht 100% ident appliziert werden kann. Tabelle 18 gibt einen Überblick über die Qualität des gemessenen Signals des jeweiligen Modes im Spektrum. X kennzeichnet dabei ein sehr ausgeprägtes Amplitudenlevel wogegen x ein sehr schwaches Signal bzw. eine sehr kleine Amplitude des jeweiligen Modes darstellt.

DMS#3 erfasst nahezu alle existierenden Moden bis 10000Hz mit einer sehr hohen Qualität des Messsignals. Daher wird dieser repräsentativ in der vorliegenden Arbeit ausgewertet und in diesem Kapitel stellvertretend für die Beurteilung der Schaufel- und Scheibenschwingungen herangezogen. Vorweg kann festgehalten werden, dass auch alle anderen DMS dieselben Trends liefern und zu identischen Aussagen und Ergebnissen kommen.

Tabelle 18: Erfassung der Moden - Qualität des Messsignals

Mode		Frequenz [Hz]	DMS				
			#3	#5	#10	#11	#12
1 EF	Schaufel	964	X	X	X	X	X
2 EF	Schaufel	1653	X	X	X	X	X
3 EF	Scheibe	2135	X	x	X	X	X
4 EF	Scheibe	2755	X	X	x	x	X
5 EF	Schaufel	3305	X	x	x	X	X
6 EF	Scheibe	4133	X	x	-	x	-
7 EF	Scheibe	4547	x	x	x	x	-
8 EF	Schaufel	4753	X	x	x	x	X
9 EF	Scheibe	5454	X	X	X	x	-
10 EF	Schaufel	6342	X	X	X	X	X
11 EF	Scheibe	7578	X	X	x	X	-
12 EF	Schaufel	8332	X	X	X	X	X
13 EF	Scheibe	9300	X	x	X	x	-
14 EF	Scheibe	9650	X	x	X	x	x

Die Spektren aller zwölf DMS sowie die Detailauswertung von DMS#5, #10, #11 und #12 sind außerdem im Anhang zu finden. Die Auswertung der einzelnen DMS und der direkte Vergleich bei verschiedenen TECs unterdrückt einen etwaigen Mistuning Einfluss. Die Frequenzen der Moden selbst variieren je nach Schaufel natürlich, wie ebenso jene die in Tabelle 18 aufgelistet sind.

7.2 Amplitudengewichtung

Um die gemessenen Spektren bei unterschiedlichen TECs vergleichen zu können wird ausgehend vom StandardTEC eine Amplitudengewichtung definiert. Dabei werden vom Spektrum des StandardTEC (bis 10000Hz) alle maximalen Amplitudenwerte der einzelnen Moden a_i aufsummiert und unabhängig der Frequenz eine äquivalente Amplitude gebildet $A_{\text{equivalent}}$. In Bezug auf die äquivalente Amplitude des StandardTEC wird ein Gewichtungsfaktor ϕ_i eingeführt. Für alle weiteren TEC Konfigurationen kann somit eine gewichtete Amplitude A_{ϕ_i} bestimmt werden. Dadurch wird ein quantitativer Vergleich einfach möglich.

$$A_{\text{equivalent;StandardTEC}} = \sum a_{i;\text{StandardTEC}} \quad (7.1)$$

$$\phi_{i;\text{StandardTEC}} = \frac{a_{i;\text{StandardTEC}}}{A_{\text{equivalent;StandardTEC}}} \quad (7.2)$$

$$A_{\phi_i;\text{TEGV}} = \left[\frac{a_{i;\text{TEGV}}}{a_{i;\text{StandardTEC}}} - 1 \right] \cdot \phi_{i;\text{StandardTEC}} \quad (7.3)$$

Die gewählte Variante zur quantitativen Beurteilung unterscheidet demnach nicht ob Amplituden bei höheren Frequenzen schädlicher als jene bei niedrigeren Frequenzen sind. Für eine weiterführende Beurteilung der Lebensdauer wären moderne Verfahren der Betriebsfestigkeitsberechnung unter Berücksichtigung der Lastspielzahlen erforderlich.

Die vorgestellte Methodik wurde bereits erfolgreich im Rahmen der Schaufelschwingungsbeurteilung der ersten vier EF von Schönleitner et al. [76] angewendet und publiziert.

7.3 Ergebnisauswertung und Darstellung

Unabhängig vom jeweiligen TEC erfolgt die Schwingungsanregung stromab durch die IGV und den Stator. Der Übersichtlichkeit geschuldet erfolgt eine Unterteilung in Schaufel- bzw. Scheibenmoden sowie eine Kennzeichnung der Schwingungsanregung in Downstream und/oder Upstream Moden. Ausgehend von der Interaktionsmoden gemäß Kapitel 5 werden diese als Engine Order (EO) Linien in den Campbell Diagrammen dargestellt.

Beispielsweise kann die Kennzeichnung der jeweiligen EO Linie wie folgt gelesen werden:

EO96-**D**
EO96-**U**
EO96-**D/U**

Die der EO zugeordnete Zahl (hier etwa 96 für den Stator) entspricht dem Interaktionsmode m (die detaillierte Aufstellung findet sich im Anhang) und mit Bindestrich folgend die Herkunft der Anregung. **D** für Downstream Schwingungsanregung durch IGV oder Stator, **U** für Upstream Anregung des jeweiligen TECs bzw. **D/U** wenn sich Moden sowohl von IGV/Stator und TEGV ergeben. Letzteres ist natürlich der ungünstigste Fall der sich für eine Schwingungsanregung ergeben kann.

Die Auswertung von DMS #3 erfolgt für alle TECs und ist repräsentativ für das Verhalten des Niederdruckturbinenrotors. Detailauswertungen weiterer DMS, teilweise an anderen Messpositionen, finden sich im Anhang. Da wie beschrieben, das StandardTEC als Ausgangsdesign für alle weiteren TECs diente, erfolgt der Vergleich der Schwingungsdaten immer in Bezug darauf. Daraus lassen sich klar die Auswirkungen und Veränderungen des jeweiligen Designs in Bezug auf die Schaufelschwingungscharakteristik evaluieren.

Durch die Amplitudengewichtung in Bezug auf das StandardTEC wird neben einem qualitativen auch ein quantitativer Vergleich möglich. Zur grafischen Darstellung der Amplitudenvergleiche der jeweiligen Moden wird, wie in Abbildung 68, dargestellt ein Netzdiagramm gezeichnet. Dabei spannen die existierenden Schaufel- und/oder Scheibenmoden ein Spinnennetz auf. In Bezug auf das StandardTEC wird bei jedem Mode eine relative Abweichung aufgetragen. Es ergibt sich eine aufgespannte Fläche welche ein Maß zur TEC Beurteilung darstellt. Ist diese größer als jene des StandardTEC (0%-Linie, Blau) so zeigt das jeweilige TEC schlechtere Eigenschaften (z.B. das Inverse-Cut-Off TEC, Rot), ist diese kleiner so ist das Schwingungsniveau kleiner (z.B. das LeanTEC, Grün). Natürlich können auch einzelne Moden höhere bzw. niedrigere Schwingungsniveaus aufweisen.

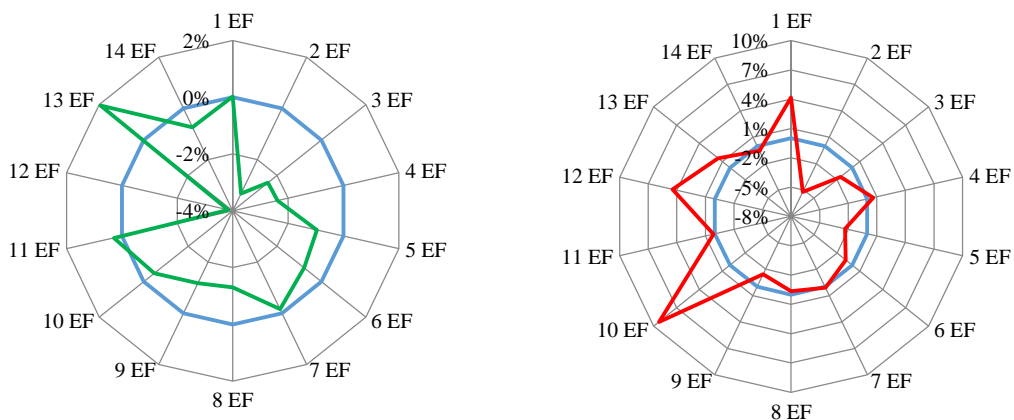


Abbildung 68: Schwingungsniveau – Darstellung im Netzdiagramm

7.4 Ergebnisse Betriebspunkt 1 - Approach (APP)

Innerhalb dieses Kapitels werden nun erstmals experimentelle Daten von Schwingungsmessungen in einem rotierenden System vorgestellt und zusammengefasst. Durch genaue Analyse mit den Grundlagen die nach Kapitel 5 und Kapitel 6 aufbereitet wurden, ist eine detaillierte Ursachenforschung und Beurteilung der jeweiligen Konfiguration möglich. Ergänzt werden die Schwingungsuntersuchungen durch Strömungsmessungen, die eine TEGV Rückwirkung in Bezug auf den beschauften Rotor klar nachweisen.

Diese Daten in Kombination mit der angestellten Analyse bieten eine völlig neue Datenbasis für innovative Neuentwicklungen sowohl auf experimenteller als auch numerischer Seite.

7.4.1 Downstream Schwingungsanregung durch IGV und Stator Interaktion

Unabhängig vom jeweiligen TEC erfolgt die Schwingungsanregung stromab durch die IGV bzw. den Stator. D.h. bei jeder Konfiguration erfolgt durch IGV und Stator dieselbe Schwingungsanregung resultierend aus den Interaktionsmoden gemäß Kapitel 5.1. Die Interaktionsmoden umgerechnet in EO Anregungen können wie in Abbildung 69 dargestellt ins Campbell Diagramm (CD) eingezeichnet werden und gelten für alle Konfigurationen im Betriebspunkt 1, Approach.

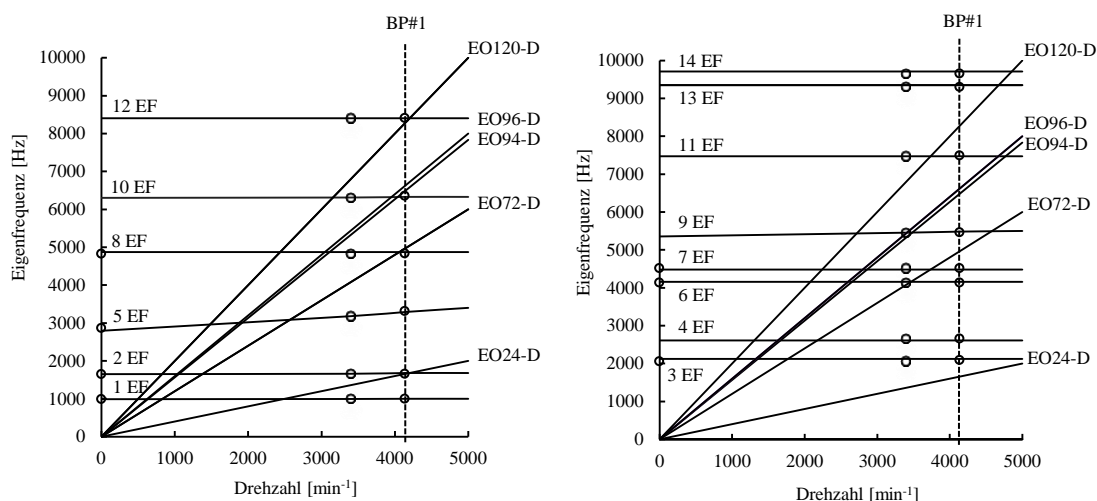


Abbildung 69: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Downstream Moden IGV/Stator; Approach

Die Downstream Schwingungsanregung von IGV und Stator betreffen bei genauer Betrachtung der beiden Campbell Diagramme ausschließlich die Rotorschaukeln. Es erfolgt keine Anregung der Rotorscheibe im Betriebspunkt Approach.

Ungünstige Betriebsverhältnisse stellen sich bei Mode 10 EF der Schaufel ein, da dieser sowohl von den IGVs (EO94-D) als auch dem Stator (EO96-D) angeregt wird. Ebenfalls sehr ungünstig zeigen sich die Bedingungen für Mode 8, da der Resonanzpunkt sehr nahe beim Schnittpunkt mit EO72-D liegt. Diese EO Anregung ergibt sich außerdem durch die IGVs als auch gleichzeitig durch die Statorbeschaukelung. EO24-D sowie EO120-D sind beides Moden resultierend vom Stator wobei diese aufgrund der höheren Ordnung ($h=1$) in abgeschwächter Form erwartet werden. D.h. die Energie zur Anregung der Moden 2 EF und 12 EF sollte wesentlich kleiner sein als etwa EO96-D.

7.4.2 StandardTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 70 zeigt das gemessene Spektrum im Betriebspunkt Approach für die Konfiguration mit dem StandardTEC. Charakteristisch für das StandardTEC ist die breite Anregung der unterschiedlichen Moden sowohl von der Scheibe als auch der Schaufeln.

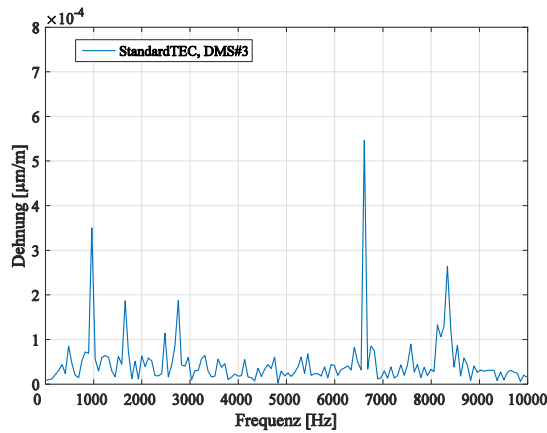


Abbildung 70: StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3

Zur Analyse des gemessenen Spektrums für das StandardTEC sind in Abbildung 71 die Campbell Diagramme der Beschauflung (links) sowie jenes der Rotorscheibe (rechts) gezeichnet. Darin sind die Engine Order Anregungsmoden nach Kapitel 5, Downstream (D) von IGV/Stator sowie Upstream (U) für die TEC Rückwirkung, eingezeichnet. Ergibt sich der gleiche Interaktionsmode von IGV/Stator und TEGV so kommt es zu einer beidseitigen Schwingungsanregung, gekennzeichnet als D/U.

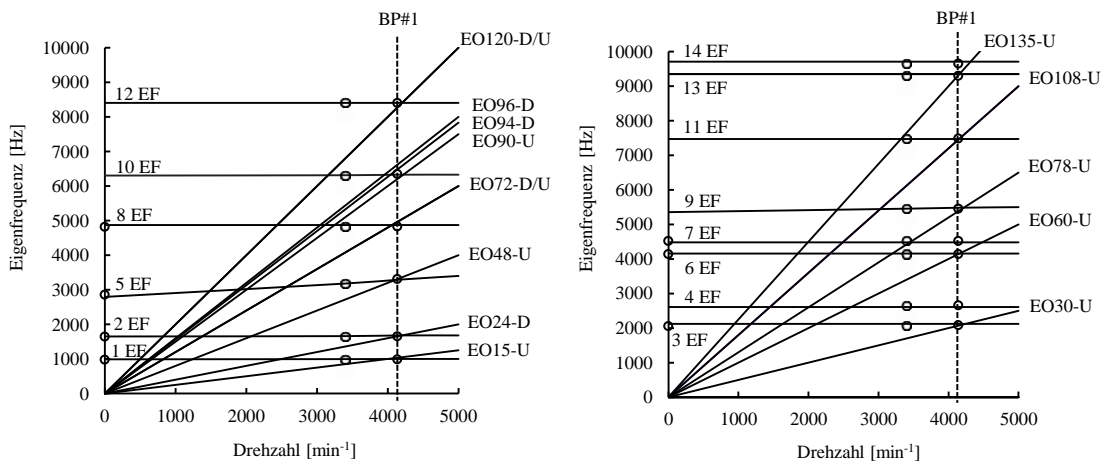


Abbildung 71: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); StandardTEC; Approach

Bei genauer Betrachtung von Abbildung 71 zeigt sich eine sehr breite Anregung von vielen Schaufel- wie Scheibenmoden durch Interaktionsmoden im Betriebspunkt Approach. Da in diesem Betriebspunkt, wie unter Kapitel 7.4.1 zusammengefasst, durch IGV und Stator unabhängig vom TEC die Beschauflung sehr stark Downstream beeinflusst wird, kommt es zu einer weiteren verstärkten Schwingungsanregung der Beschauflung durch das TEC. Die Rotorscheibe wird ausschließlich durch Interaktionsmoden des StandardTEC Upstream angeregt.

Dieses Bild zeichnet sich ebenfalls bei der Analyse der Schwingungsamplituden. Daraus ergibt sich für den Betriebspunkt Approach eine Aufteilung in ca. 27,4% Scheibenschwingungen und 72,6% Schaufelschwingungen, wie weiters in Abbildung 72 illustriert ist. Die dominante Schwingungsanregung der Beschau felung in diesem Betriebspunkt zeigt sich in weiterer Folge natürlich auch bei allen anderen TECs.

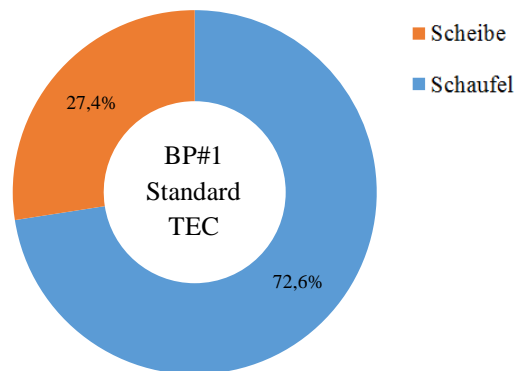


Abbildung 72: Schwingungsanteile StandardTEC; Approach

Die sehr starke Anregung der Schaufelmoden resultiert einerseits wie bereits erwähnt von den Nachläufen durch IGV und Stator bzw. zusätzlich durch die Anregung von Mode 1 durch EO15, Mode 5 durch EO48 und Mode 10 durch EO90.

Mode 8 und 12 werden sowohl Down- als auch Upstream angeregt. Noch ungünstiger stellen sich die Verhältnisse bei Mode 10 ein. Dieser wird ohnehin Downstream durch den Stator mit EO96 sowie EO94 der IGV angeregt und hier zusätzlich Upstream durch EO90 vom TEC. Dieses Faktum zeigt sich auch als höchste Schwingungsamplitude im Spektrum.

Einen großen Anteil zum Schwingungsniveau der Beschau felung liefert EO15. Diese Interaktion Rotor-TEGV kommt direkt aus der Schaufelzahl des StandardTEC und regt die Schaufel im Betriebspunkt Approach direkt in seiner Eigenfrequenz an. Dies wird durch das gemessene Spektrum nach Abbildung 70 bestätigt, da Mode 1 nach Mode 10 die höchste Schwingungsamplitude zeigt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass in diesem Betriebspunkt alle Schaufelmoden in Kombination mit dem StandardTEC angeregt werden. Bis auf Mode 4 werden außerdem alle Scheibenmoden angeregt. Damit ergibt sich in Summe eine Aufteilung der Gesamtenergie auf nahezu alle Moden bis 10000Hz. Im Gegensatz zu den anderen TECs wie fortfolgend gezeigt, werden durch das StandardTEC nur Mode 8 (EO72) und Mode 12 (EO120) sowohl Down- als auch Upstream angeregt. Aus dieser Perspektive ergeben sich für das StandardTEC im Vergleich zu HTEC und Inverse-Cut-Off TEC wesentlich günstigere Verhältnisse.

Bei der Analyse des gemessenen Spektrums lässt sich ein Einfluss des TECs (bzw. des TEGV) in Bezug auf die Schwingungsanregung der Rotorbeschau felung sehr gut erkennen und ist mit den angestellten Überlegungen erklär- und nachweisbar.

7.4.3 LeanTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 73 zeigt das gemessene Spektrum im Betriebspunkt Approach für die Konfiguration mit dem LeanTEC im Vergleich zum StandardTEC als Referenz. Charakteristisch für das StandardTEC war wie im Kapitel zuvor beschrieben die breite Anregung der unterschiedlichen Moden sowohl von der Scheibe als auch der Schaufeln. Da die Schaufelzahl der des LeanTEC identisch zu jenem des StandardTEC ist, sollte sich theoretisch eine ähnliche Charakteristik zeigen.

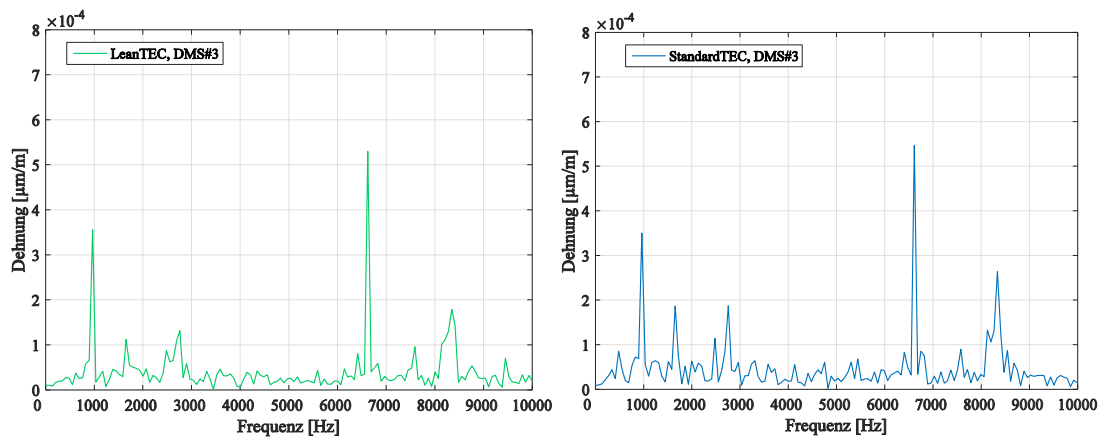


Abbildung 73: LeanTEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3

Bei erster Betrachtung und Vergleich der beiden Spektren wird tendenziell ein geringeres Schwingungsniveau beim LeanTEC bemerkt. Mode 2 und Mode 5 der Schaufeln zeigt ein deutlich geringeres Schwingungsniveau. Die Amplituden der Scheibenmoden gehen ebenfalls deutlich zurück. Sehr stark bleibt die Schwingungsanregung von Mode 1 und Mode 10 wie bereits unter Kapitel 7.4.2 beschrieben.

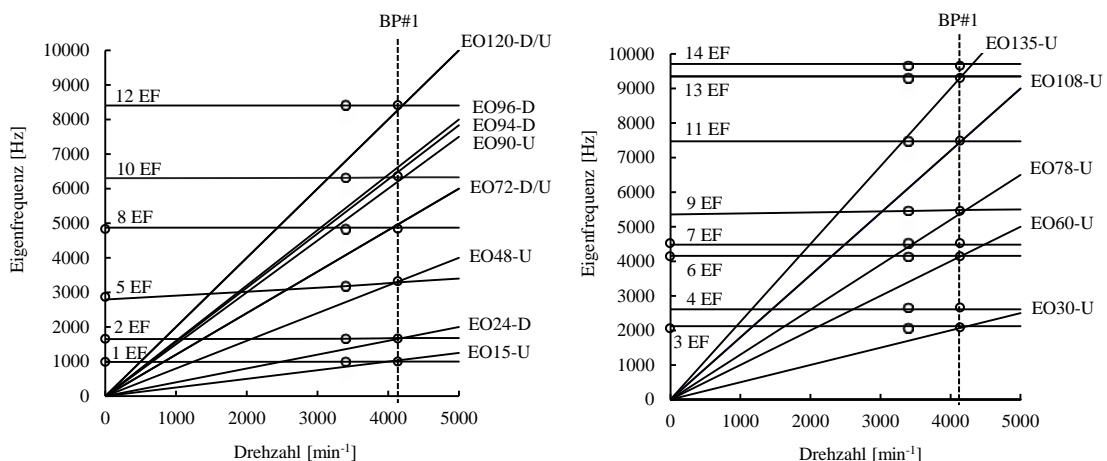


Abbildung 74: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); LeanTEC; Approach

Abbildung 74 zeigt die Campbell Diagramme für das LeanTEC welche ebenfalls für das StandardTEC aufgrund der gleichen Schaufelzahl gültig sind. Mode 1 angeregt durch das LeanTEC mit seinen 15 Schaufeln (EO15) und Mode 10 durch die zusätzliche Anregung Downstream zeigen sich auch hier am ungünstigsten im Betriebspunkt Approach.

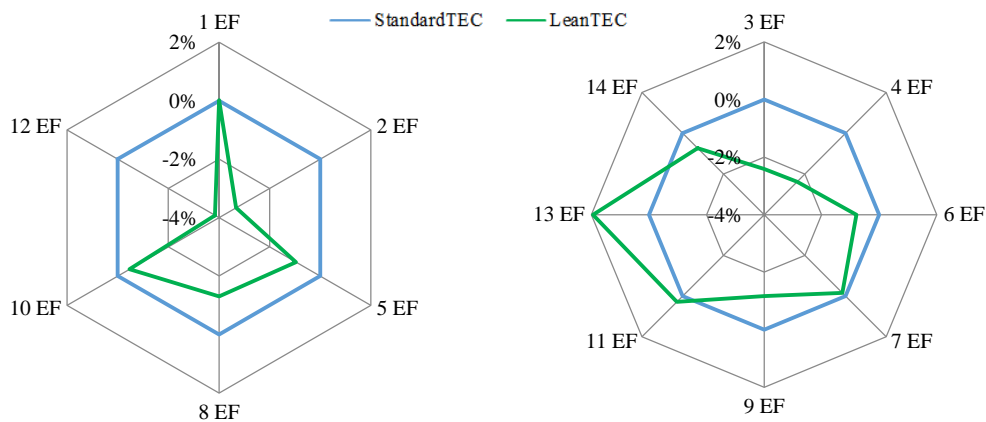


Abbildung 75: Vergleich Amplitudenniveau LeanTEC vs. StandardTEC; Approach Netzdiagramm für Schaufel (links) und Scheibe (rechts)

Die Schwingungsamplituden von Schaufel und Scheibe des Rotors bei der Konfiguration mit dem LeanTEC wurden, wie in Kapitel 7.2 vorgestellt, gewichtet und sind im direkten Vergleich mit den Amplituden des StandardTEC im Netzdiagramm in Abbildung 75 dargestellt.

Das Schwingungsniveau geht wie bereits bei Ansicht des Spektrums im Vergleich zu jenem beim StandardTEC deutlich zurück. Das Niveau der Schaufelschwingungen ist in allen Moden beim LeanTEC bis zu 4% niedriger bzw. ähnlich im Mode 1 gemäß Abbildung 75 links. Bis auf Mode 13 und Mode 11 (ähnlich wie beim StandardTEC) zeigt sich auch bei den Scheibenschwingungen (Abbildung 75 rechts) ein max. 2%iger Rückgang der Schwingungsamplituden. In Summe ergibt sich demnach ein günstigeres Betriebsverhalten hinsichtlich Schwingungsanregung beim LeanTEC.

Der Grund für die besseren Eigenschaften ist der Lean. Grundsätzlich kann dieser hinsichtlich aerodynamischer und/oder akustischer Aspekte ausgeführt werden. Aus aerodynamischer Sicht können dadurch etwa Ablösungen am Profil oder den Seitenwänden beeinflusst werden. Außerdem können Mischverluste oder Verluste verursacht durch den Tip Leakage minimiert werden. Detaillierte Studien zum aerodynamischen Design mit Lean oder Sweep wurden etwa durch Harrison [113], Walker [114] oder Denton und Xu [115] durchgeführt und publiziert.

Das Design des innerhalb dieser Arbeit untersuchten LeanTEC wurde ursprünglich aus akustischen Gesichtspunkten gewählt. Eine detaillierte Studie über den Auslegungsprozess, dem optimalen Lean-Design sowie ein Vergleich numerischer und erster experimentelle Studien wurden von Broszat et al. [91] publiziert.

Die Schaufelzahlverhältnisse sind in der Akustik ähnlich wie in dieser Arbeit für die Schwingungsanregung (Airfoil Interaction Modes) ein wichtiger Faktor. Neben der Festlegung der Schaufelzahl sind bei einem Lean-Design auch die Richtung sowie der Winkel des Lean, der im Endeffekt die Neigung des Schaufelprofils in Umfangsrichtung definiert, entscheidend.

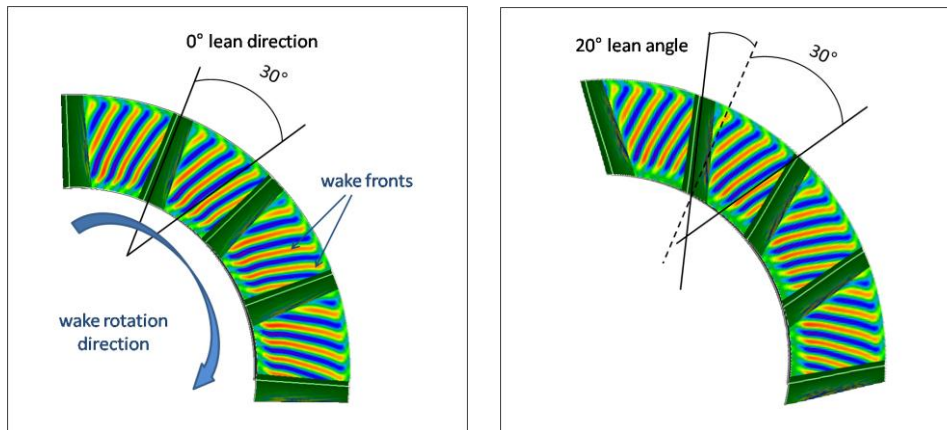


Abbildung 76: Prinzip des Lean-Design nach Broszat et al. [91]; Blickrichtung Stromaufwärts

Abbildung 76 zeigt das Prinzip des Lean-Design aus der Studie nach Broszat et al. [91]. Als Resultat der Studie wurde wie eingezeichnet ein Lean-Winkel von 20° entgegen der Rotordrehrichtung gewählt. Durch den Lean wird die Intensität der Interaktion mit dem Nachlauf des Rotors deutlich reduziert. In Abbildung 76 ist links das StandardTEC, zusammen mit dem Strömungsfeld dargestellt. Die Rotornachläufe zeigen in diesem Beispiel einen Winkel in Bezug auf das TEGV von rund 30° . Bei einem Winkel von 0° wäre die Interaktion logischerweise aufgrund der Deckungsgleichheit am stärksten. Im Auslegungsprozess muss nun nach einem idealen Gleichgewicht aus aerodynamischen und akustischen Gesichtspunkten gesucht werden und demnach der Lean definiert werden. Hier wurde zweckmäßig eine Vergrößerung des Winkels zwischen TEGV-Vorderkante und Rotornachlauf gewählt. Im Vergleich zu einem 0° Winkel mit maximaler Interaktion kommt es bei einem 50° Lean zwischen Vorderkante und Nachlauf zu einer radialen Verteilung und Zerstreung des Rotornachlaufes und damit zu einer Senkung der Intensität dieser Interaktion. Die positive Auswirkung zeigt sich also nicht nur im Hinblick auf die ebenso resultierende Akustik, sondern auch in einer abgeschwächten Rückwirkung des TEGV in Bezug auf die Schwingungsanregung des Rotors.

In Summe wird das Schwingungsniveau des Rotors, wie in Abbildung 77 dargestellt, im Vergleich zum StandardTEC deutlich gesenkt. Bis auf Mode 13 und Mode 11 zeigt sich eine Reduktion von bis zu 4% der Schwingungsamplituden. Die Betriebspunktabhängige Verteilung von Schaufel- und Scheibenschwingungen zeigt sich ähnlich wie beim StandardTEC gemäß Abbildung 77 (rechts).

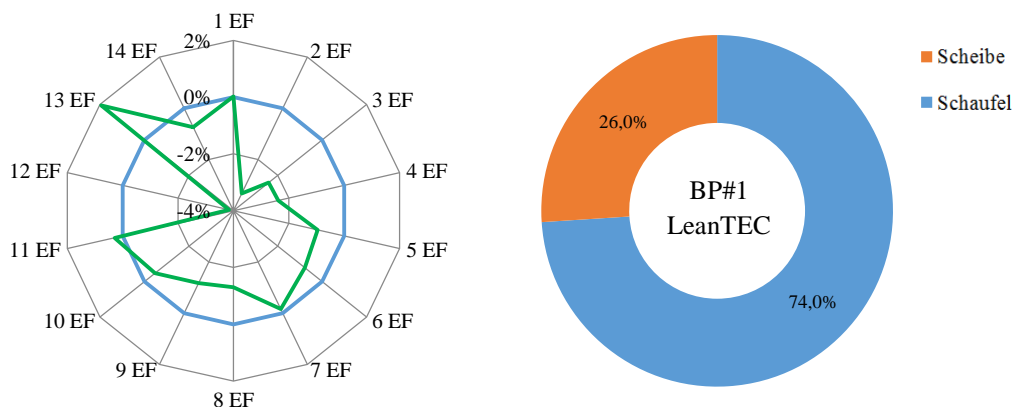


Abbildung 77: Schwingungsniveau Gesamt, LeanTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.4.4 HTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 78 zeigt das gemessene Spektrum im Betriebspunkt Approach für die Konfiguration mit dem HTEC im Vergleich zum StandardTEC als Referenz. Bei erster Betrachtung zeigt sich ein höheres Amplitudenniveau bei der Messung mit dem HTEC.

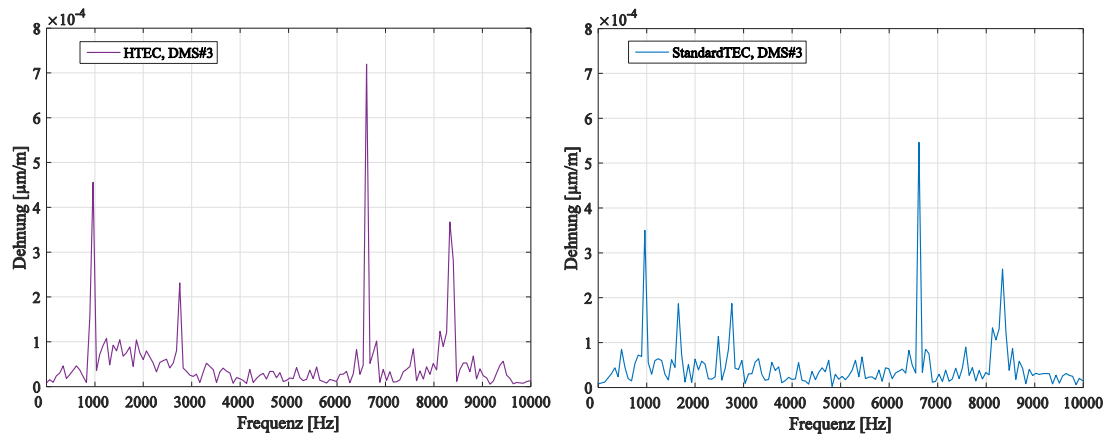


Abbildung 78: HTEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3

Der dominierende Mode bleibt Mode 10 durch die starke Anregung vom Stator. Durch die Schaufelzahl des HTEC ergibt sich auch Upstream der gleiche Interaktionsmode EO96. Diese ungünstige Kombination aus der Schwingungsanregung des gleichen Modes sowohl Down- als auch Upstream hat eine ca. 35%ige Zunahme der Amplitude von Mode 10 (absolut gesehen) im Vergleich zum StandardTEC zur Folge. Mode 10 wird demnach wie aus Abbildung 79 schön ersichtlich neben EO94 eben von Down- als auch Upstream von EO96 angeregt. Auf längere Sicht hätte dies sicherlich eine starke Reduktion der Betriebsfestigkeit zur Folge, da bei hohen Frequenzen gleichzeitig steigende Amplituden am ungünstigsten sind.

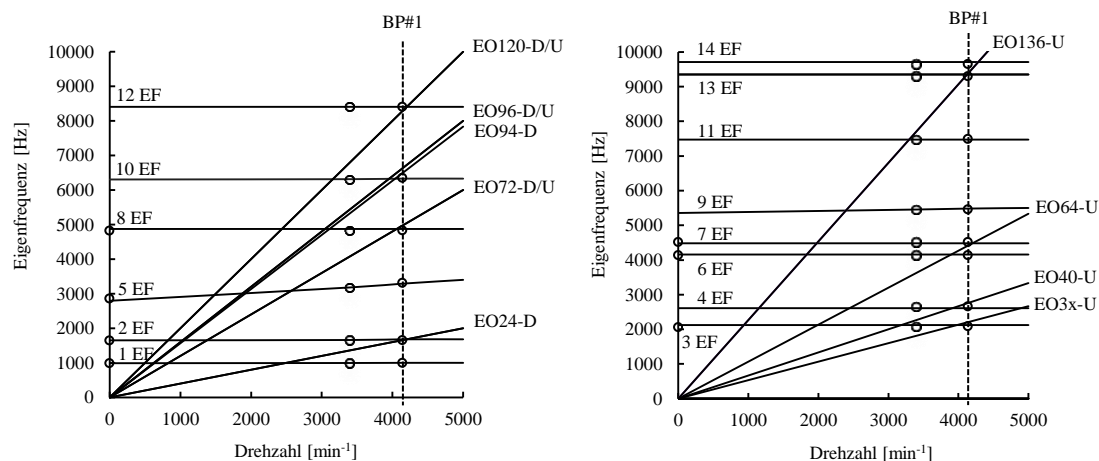


Abbildung 79: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); HTEC; Approach

Eine höhere Amplitude im Spektrum zeigt auch Mode 12, welcher ähnlich wie Mode 10 sowohl Downstream als auch Upstream durch den gleichen Interaktionsmode 120 angeregt wird. Im Vergleich zum StandardTEC werden deutlich weniger Schaufel- und Scheibenmoden angeregt.

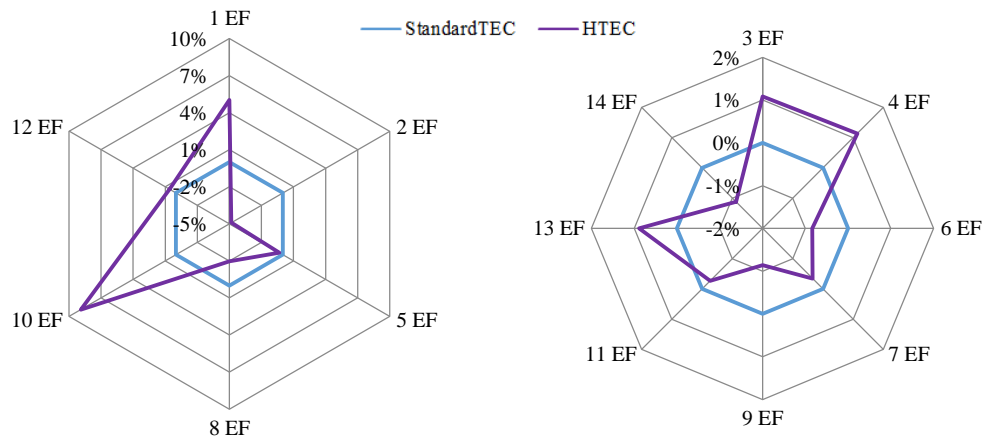


Abbildung 80: Vergleich Amplitudenniveau HTEC vs. StandardTEC; Approach Netzdiagramm für Schaufel (links) und Scheibe (rechts)

Dadurch dass in Summe weniger Moden angeregt werden enthalten jene wie etwa Mode 10 nun mehr Energie als vergleichsweise etwa bei der Konfiguration mit StandardTEC. Wie aus den Campbell Diagrammen in Abbildung 79 ersichtlich wird Mode 10 sehr stark angeregt. Dies wird ebenso im Netzdiagramm der gewichteten Amplituden im Vergleich zum StandardTEC Ergebnis nach Abbildung 80 ersichtlich. Mode 10 weist eine rd. 10%ig höhere gewichtete Amplitude auf.

Die Rotorscheibe wird in 4 unterschiedlichen Moden durch die Interaktionsmoden wie in Kapitel 5.2.1.2 ermittelt, und in Abbildung 79 als EO Linien im Campbell Diagramm eingezeichnet, im Betriebspunkt Approach angeregt. Diesen Upstream Effekt des HTEC sieht man ebenso deutlich im Netzdiagramm der Scheibe gemäß Abbildung 80 rechts. Die Schwingungsamplituden von Mode 3, 4 und 13 nehmen im Vergleich zur Konfiguration mit dem StandardTEC zu. Durch die Schaufelzahl des HTEC wird mit EO3x direkt Mode 3 der Scheibe angeregt.

Die generelle Schwingungscharakteristik des Rotors in diesem Betriebspunkt bleibt, wie bereits in den Ergebnissen von StandardTEC und LeanTEC gleich. Die Aufteilung der gewichteten Schwingungsamplituden von Schaufel- zu Scheibenschwingungen ist auch beim HTEC ca. 25%:75%, wie in Abbildung 81 (rechts) illustriert ist. Durch die erhöhte Schaufelzahl des HTEC im Vergleich zum StandardTEC (>30) kommt es neben einem Aufstauereffekt, wie später unter Kapitel 7.4.7 gezeigt wird, zu einer wesentlich stärkeren Schwingungsanregung und damit einem höheren Schwingungsniveau. Dies veranschaulicht Abbildung 81 (links) deutlich.

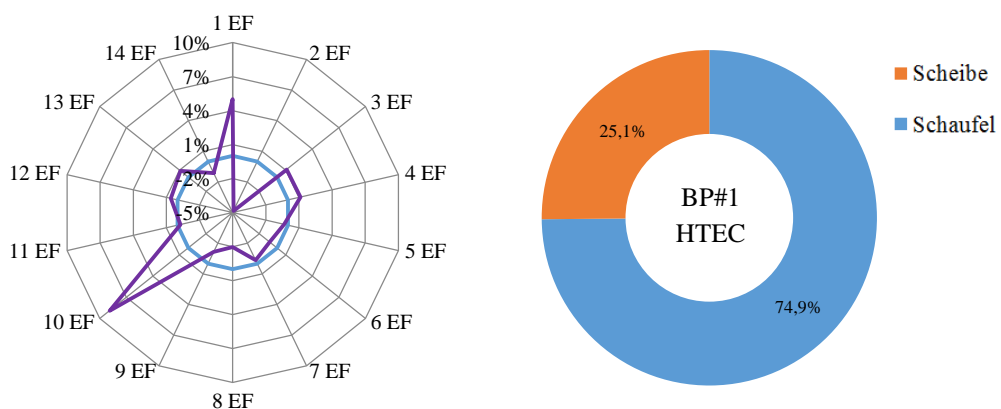


Abbildung 81: Schwingungsniveau Gesamt, HTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.4.5 Inverse-Cut-Off TEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 82 zeigt das gemessene Spektrum im Betriebspunkt Approach für die Konfiguration mit dem Inverse-Cut-Off TEC im Vergleich zum StandardTEC als Referenz. Es zeigt sich ein deutlich höheres Amplitudenniveau bestimmter Moden im Spektrum der Messung mit dem Inverse-Cut-Off TEC.

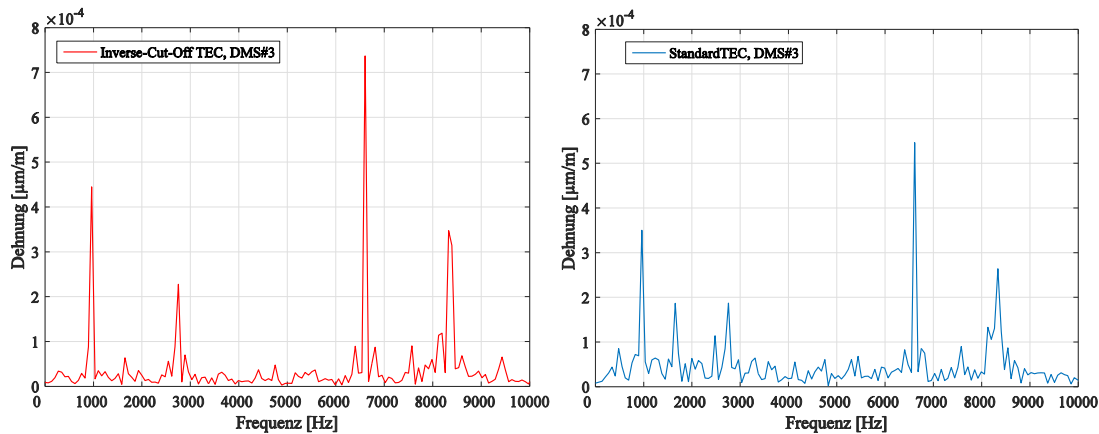


Abbildung 82: Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3

Bei der ersten Analyse, durch Einzeichnen der in Kapitel 5.2 gefundenen Interaktionsmoden in die Campbell Diagramme welche in Abbildung 83 illustriert sind, fällt auf, dass unmittelbar kein Scheibenmode in diesem Betriebspunkt angeregt wird. Exemplarisch sind die ungünstigen Interaktionsmoden Downstream von IGV und Stator (EO72 und 96) sowie Upstream jene durch die Schaufelzahl des TECs (EO4x) eingetragen. Keine diese liegt in unmittelbarer Nähe einer möglichen Resonanzstelle.

Dieser Fakt bedeutet aber auch, dass ein Großteil der Gesamtenergie nicht die Scheibe sondern die Anregung diverser Schaufelmoden forciert. Die ohnehin in diesem Betriebspunkt dominierenden Schaufelschwingungen werden demnach zusätzlich durch das Inverse-Cut-Off TEC verstärkt. Wie das Campbell Diagramm der Schaufeln in Abbildung 83 deutlich zeigt, werden bis auf Mode 1 alle Moden bis 10000Hz des beschauften Rotors von Down- oder Upstream angeregt. Mode 1 als Biegemode 1. Ordnung schwingt dennoch mit hoher Amplitude mit.

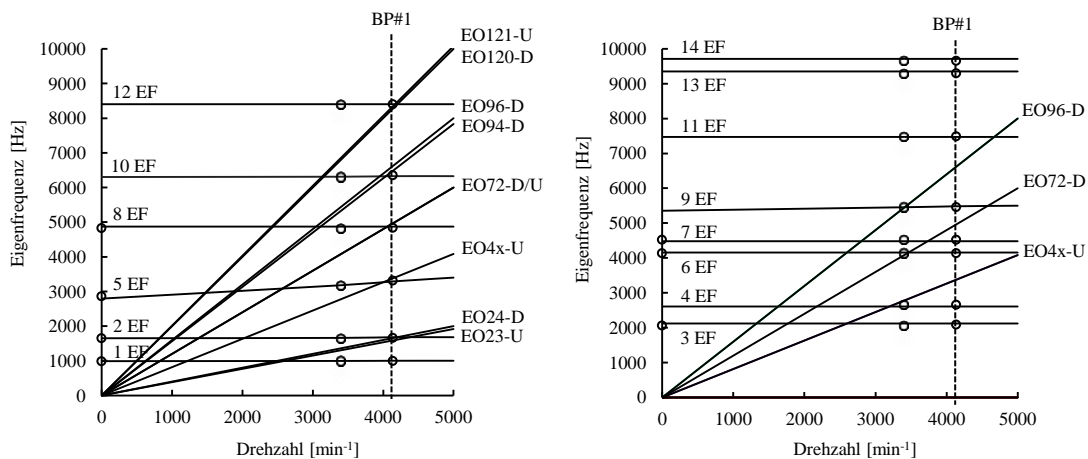


Abbildung 83: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Inverse-Cut-Off TEC; Approach

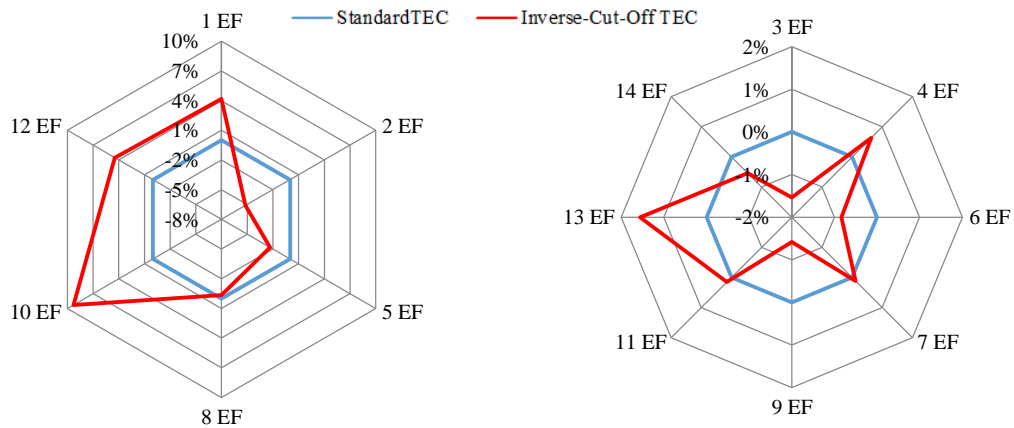


Abbildung 84: Vergleich Amplitudenniveau Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC; Approach Netzdiagramm für Schaufel (links) und Scheibe (rechts)

Das erhöhte Schwingungsniveau beim Setup mit dem Inverse-Cut-Off TEC zeigt sich ebenso bei Betrachtung der Netzdiagramme der gewichteten Amplituden im Vergleich zum StandardTEC in Abbildung 84 für Schaufel und Scheibe.

Die Scheibe wird durch das Inverse-Cut-Off TEC in diesem Betriebspunkt, im Vergleich zu den Schaufeln, weniger angeregt. Die Hälfte der Moden zeigt einen leichten Rückgang der Schwingungsamplituden, die andere Hälfte einen leichten Anstieg. In Summe bleibt das Schwingungsniveau der Scheibe ähnlich wie beim StandardTEC. Verhältnismäßig nehmen die Schaufelschwingungen zu den Scheibenschwingungen im Vergleich zu den anderen TECs leicht zu. Das Verhältnis beträgt wie in Abbildung 85 ersichtlich rund 23,6%:76,4%. Grund dafür ist, wie im Campbell Diagramm ersichtlich, eine verstärkte Anregung der Schaufelmoden.

Beurteilt man die Schaufelschwingungen im Vergleich zum Niveau beim StandardTEC so zeigt sich in Abbildung 84 ein deutlich erhöhtes Schwingungsniveau von bis zu 10%. Mode 10 und Mode 12 die beide nahe einem Resonanzpunkt von Down- als auch von Upstream Interaktionsmoden angeregt werden, zeigen besonders hohe Amplituden.

Vergleicht man zusammenfassend das gesamte Schwingungsniveau von Inverse-Cut-Off TEC zu StandardTEC in Abbildung 85, so erkennt man deutlich den Upstream Effekt bei unterschiedlicher TEC Konfiguration. Hinzu kommt der stärker bemerkbare Aufstauereffekt (ähnlich dem HTEC durch höhere Schaufelzahlen), welcher in Kapitel 7.4.7 gezeigt wird.

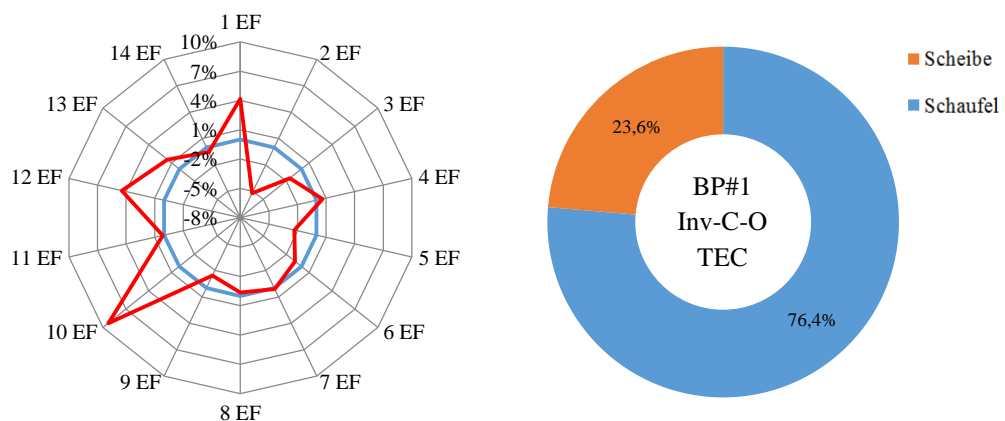


Abbildung 85: Schwingungsniveau Gesamt, Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.4.6 Zusammenfassung Schwingungsmessung - TEC Vergleich

Zusammenfassend können nun aus den Ergebnissen dieses Kapitels alle unterschiedlichen TECs hinsichtlich des Einflusses auf das Schwingungsverhalten des Rotors miteinander verglichen werden. Nachfolgend sind in Abbildung 86 die gewichteten Amplituden von Schaufel und Scheibe im Vergleich zur Ausgangskonfiguration StandardTEC getrennt voneinander dargestellt.

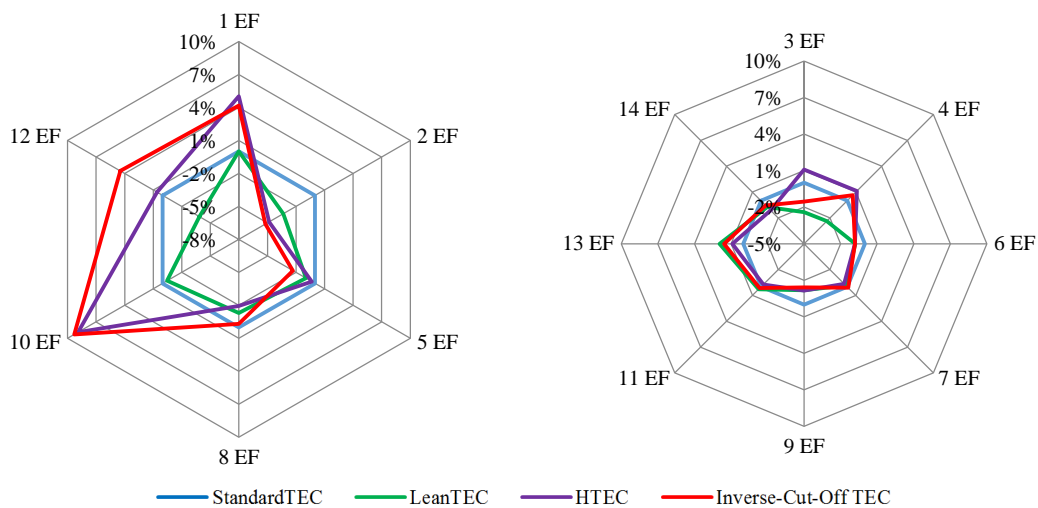


Abbildung 86: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und Rotorscheibe (rechts)

In diesem Betriebspunkt dominieren die Schaufelschwingungen deutlich im Vergleich zu den Scheibenschwingungen wie bereits gezeigt wurde. Dennoch haben diese mit rund 25% je nach TEC einen deutlichen Einfluss auf das gesamte Schwingungsniveau und sind auf keinen Fall außer Acht zu lassen. Es erfolgt weder Downstream noch Upstream der TECs eine starke Anregung der Scheibenmoden, wodurch das Schwingungsniveau je nach TEC ähnlich im Vergleich zum StandardTEC ist. Die kleine Schwankungsbreite, je nach Mode, ist schön in Abbildung 86 (rechts) ersichtlich.

Ein deutlich unterschiedliches Schwingungsniveau je nach TEC ist jedoch in Bezug auf die Schaufelschwingungen merkbar und deutlich in Abbildung 86 (links) erkennbar. Damit wird auch ein definitiv vorhandener Upstream Effekt und somit auch eine Beeinflussung der Schwingungscharakteristik des Rotors je nach TEC messtechnisch ersichtlich.

Erhöhte Amplituden zeigen sich vor allem bei einer Schwingungsanregung durch Interaktionsmoden von IGV und Stator (Downstream), als auch gleichzeitig durch das jeweilige TEC (Upstream). Diese ungünstigen Verhältnisse ergeben sich abhängig durch die Schaufelzahl der TECs vor allem beim HTEC und Inverse-Cut-Off TEC. Konkret sind wie gezeigt besonders Mode 10 und Mode 12 betroffen. Der Effekt fällt beim Inverse-Cut-Off TEC noch etwas stärker aus, da durch die Schaufelzahl ausschließlich Schaufelmoden und keine Scheibenmoden angeregt werden. Das Niveau der Scheibenschwingungen ist daher beim Inverse-Cut-Off TEC sogar niedriger als bei den anderen TECs.

Durch die günstigen Eigenschaften des Lean-Designs kommt es zu einer Abschwächung der Interaktion Rotor-TEGV, was wiederum neben der Akustik einen abgeschwächten Upstream Effekt zur Folge hat. Das Amplitudenniveau im Vergleich zum StandardTEC sinkt sogar.

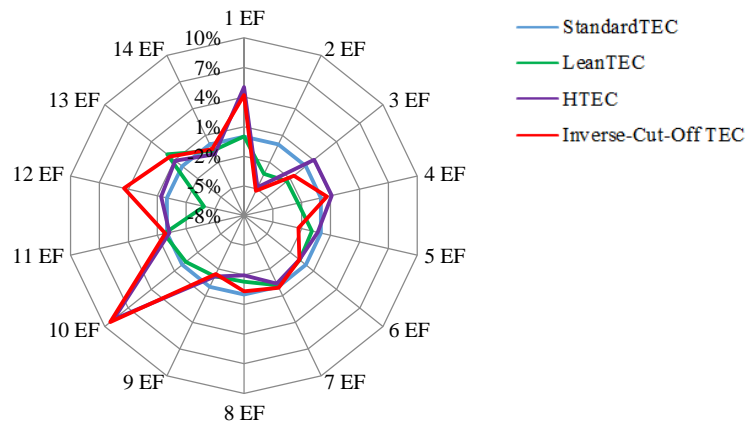


Abbildung 87: TEC - Vergleich; Ranking; Betriebspunkt Approach

Fasst man alle Messdaten in einem Netzdiagramm zusammen so kann man in Abbildung 87, einem qualitativen TEC Ranking der gewichteten Schwingungsamplituden im Betriebspunkt Approach, einen deutlichen Trend erkennen.

Im Vergleich zum StandardTEC als Ausgangsdesign der TEGV zeigt das Inverse-Cut-Off TEC hinsichtlich Schwingungsanregung des Rotors die ungünstigsten Eigenschaften. Ebenso zeigt das HTEC ein erhöhtes Schwingungsniveau, das allerdings unter jenem des Inverse-Cut-Off TEC liegt. Das LeanTEC zeigt in punkto Schwingungsanregung günstigere Eigenschaften als das StandardTEC. Die großen Unterschiede ergeben sich je nach Anregung von Schaufel- oder Scheibenmoden. Die ohnehin dominierenden Schaufelschwingungen in diesem Betriebspunkt werden etwa bei Inverse-Cut-Off TEC zusätzlich durch Interaktionsmoden angeregt. Generell ergeben sich die ungünstigsten Verhältnisse wenn gleichzeitig Interaktionsmoden Down- als auch Upstream einen Mode anregen.

Abbildung 88 bestätigt die bisher gefundenen Ergebnisse. In der Grafik sind für jede TEC Konfiguration die Schwingungsamplituden für Scheibe und Schaufel zusammengerechnet und mit jenem des StandardTEC verglichen. Deutlich erkennt man einerseits die größere Beeinflussung der Schaufelschwingungen in diesem Betriebspunkt. Andererseits zeigt sich auch quantitativ das deutlich niedrigere Schwingungsniveau des LeanTEC. Das Inverse-Cut-Off TEC zeigt hinter dem HTEC die schlechtesten Eigenschaften in Bezug auf den Rotor.

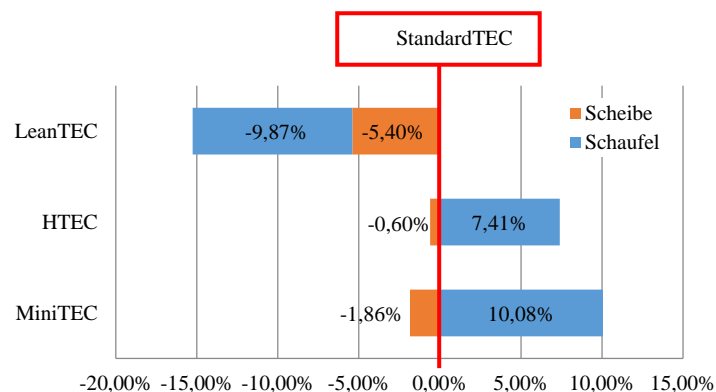


Abbildung 88: Unterschied Schwingungsniveau; Approach

Die experimentellen Schwingungsmessergebnisse im Betriebspunkt 1 (Approach) können wie folgt kurz zusammengefasst werden:

- Es kann ein Upstream Effekt des jeweiligen TEC auf die Schwingungscharakteristik des Rotors klar erfasst werden.
- Bei genauer Analyse kann ein Downstream Effekt von IGV und Stator bemerkt werden.
- Die Schwingungsanregung durch die jeweiligen Interaktionsmoden ist sehr stark von den jeweiligen Schaufelzahlverhältnissen abhängig.
- Die ungünstigsten Verhältnisse stellen sich bei gleichzeitiger Anregung eines Modes durch Interaktionsmoden von Down- und Upstream.
- Vor allem bei höheren Schaufelzahlen der TECs wie etwa bei HTEC und Inverse-Cut-Off TEC kommt es zu spezifischen Anregungen von Moden
- Im Betriebspunkt Approach dominieren die Schaufelschwingungen im Verhältnis zu den Scheibenschwingungen.
- Die Scheibenschwingungen sind dennoch mit 25% nicht zu vernachlässigen.
- Das StandardTEC regt durch seine geringe Schaufelzahl sehr viele Moden an, wodurch die Gesamtenergie der Interaktionsmoden stärker aufgeteilt wird
- Das Inverse-Cut-Off TEC regt ausschließlich Schaufelmoden an, wodurch es zu einem stark erhöhten Schwingungsniveau kommt.
- Das Lean-Design schwächt die Interaktion zwischen Rotor und TEGV ab, was zu einem sinkenden Schwingungsniveau führt.
- Im TEC Vergleich zeigt ausgehend vom StandardTEC als Basisdesign das LeanTEC bessere Eigenschaften. HTEC und Inverse-Cut-Off TEC zeigen ungünstigere Eigenschaften hinsichtlich der Schwingungsanregung.
- Es zeichnet sich ein Trend ab, welcher erkennen lässt, dass mit steigender TEC Schaufelzahl auch das Schwingungsniveau des beschauften Rotors zunimmt.

7.4.7 Aerodynamik – 5LS Messungen

Mit Hilfe der 5LS Messungen soll ein vermuteter Aufstauereffekt des jeweiligen TECs erfasst werden. Dieser ist das Resultat einer Versperrung des Strömungsquerschnittes bei höheren Schaufelzahlen. Dazu werden Größen wie Mach-Zahl, Statischer Druck, etc. gemessen um die Strömungscharakteristik zu erfassen. Diese wird im Allgemeinen am Beispiel der Referenzkonfiguration des StandardTEC behandelt und beschrieben, um dann die Ergebnisse der Strömungsmessungen in Folge vergleichen zu können.

Die grundsätzlichen strömungsmechanischen Phänomene und Prinzipien in Turbinenstufen wurden bereits vielfach in der Literatur beschrieben und zusammengefasst. Darauf sei im Detail an dieser Stelle verwiesen. Außerdem sei auf die Dissertation von Selic [62] verwiesen, der die in dieser Arbeit eingesetzten TECs aerodynamisch und akustisch beurteilt hat. Mit der Prämisse einer anderen Rotorgeometrie kann die Strömungscharakteristik durch die Niederdruckturbinen des STTF-AAAI durchaus verglichen werden. Zudem behalten die allgemeinen Beschreibungen diverser Phänomene und Charakteristika dieser Stufe auch für diese Arbeit ihre Gültigkeit. Daher sei an dieser Stelle auf die Arbeit von Selic explizit hingewiesen.

Aus den vielen Möglichkeiten Strömungsmessungen am STTF-AAAI durchzuführen, ist für eine Evaluierung eines Aufstauereffekts und damit eines Upstream Effects der TECs das Strömungsfeld in Ebene C (zwischen Rotor und TEGV, Definitionen gem. Kapitel 4) nahe liegend. Außerdem beweisen die Messungen in Ebene C, dass sowohl die Zuströmung als auch das Druckverhältnis bei allen Konfigurationen identisch ist und damit der definierte Betriebspunkt eingestellt wurde. Die Vergleiche der Schwingungscharakteristika erhalten damit ihre Gültigkeit. Im folgenden Unterkapitel werden nun die Messergebnisse für den Betriebspunkt Approach ausgewertet, analysiert und für die verschiedenen TECs verglichen.

7.4.7.1 Referenzmessungsergebnisse StandardTEC – Ebene C (Rotoraustritt)

Zur Beschreibung der Strömungscharakteristik im Betriebspunkt Approach werden die Messdaten in Ebene C repräsentativ für das StandardTEC dargestellt. Die Blickrichtung ist stromaufwärts gerichtet und die Rotordrehrichtung im Uhrzeigersinn zu lesen. Abbildung 89 zeigt etwa die Verteilung der Machzahl für den Abschnitt einer TEC-Teilung. Da diese dementsprechend von TEGV Zahl abhängig ist ergibt sich das größte Feld wie dargestellt für das StandardTEC mit 15 Schaufeln. Aufgrund einer umfangssymmetrischen Strömungsverteilung, wie in früheren Arbeiten am STTF-AAAI bereits gezeigt wurde [102], steht dieses Strömungsfeld repräsentativ für den gesamten Strömungsquerschnitt.

Einzelne Ausschnitte und Ergebnisse dieser Messungen wurden bereits von Schönleitner et al. [76] publiziert.

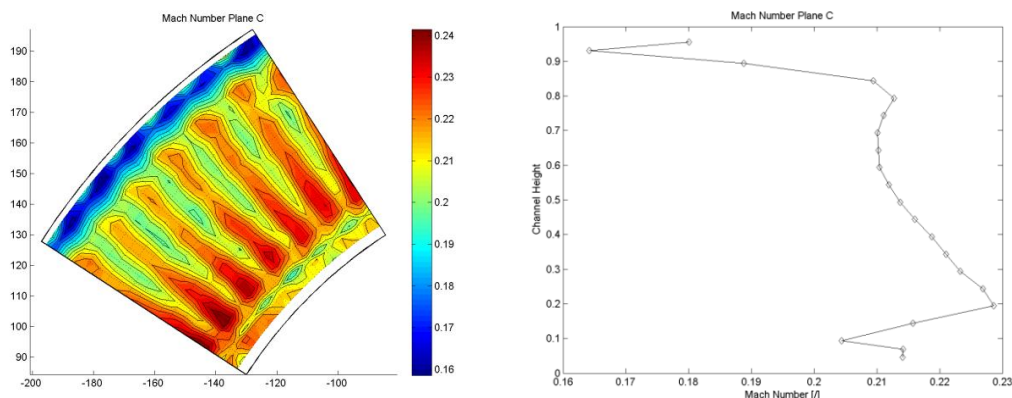


Abbildung 89: Machzahl Verteilung, Ebene C, StandardTEC, Approach

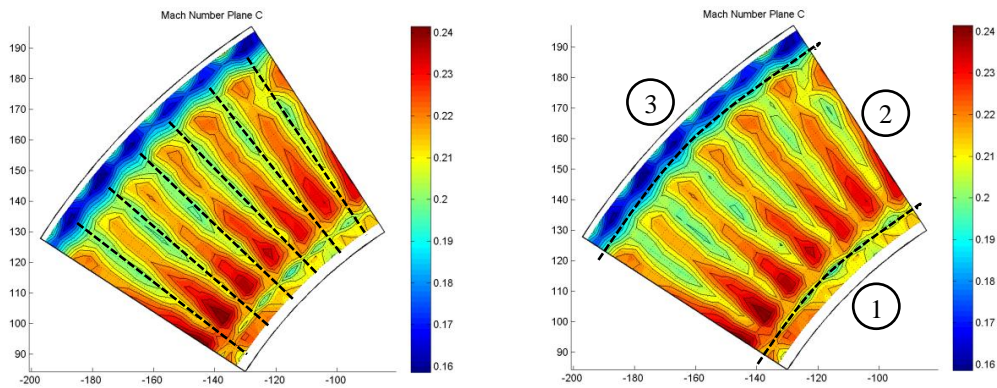


Abbildung 90: Strömungscharakteristika, Ebene C, Approach, Statornachläufe (links) und Bereichsaufteilung (rechts)

Im Strömungsfeld welches in Abbildung 90 noch einmal für die Machzahl gezeigt wird, sind die Nachläufe des Stators sehr deutlich zu erkennen (Abbildung 90, links, gestrichelte Linie). Wie in der Auswertung der Amplitudenspektren aus den experimentellen Schwingungsmessungen und der Analyse der Interaktionsmoden ersichtlich ist, haben diese einen sehr großen Einfluss auf die Schwingungsanregung. Auf der anderen Seite kann gemäß Abbildung 90 (rechts) das gesamte Feld in 3 Bereiche geteilt werden. Dies sind einerseits die beiden wandnahen Bereiche 1 (Hub) und 3 (Casing) sowie der große Hauptbereich 2 in dem keine wandnahen Einflüsse zu bemerken sind.

Der wandnahe Bereich 1 erstreckt sich vom Hub innen rund 15% der Kanalhöhe in radialer Richtung nach außen und wird durch die Interaktion der Hauptströmung und Wand beeinflusst. Es dominieren hier Sekundärströmungen vom Rotor wie auch des stromaufwärts gelegenen Stators bzw. der Interaktion beider. Außerdem zeigt sich die Spitzenüberströmung der IGV. Durch einen Spalt zwischen Hub und IGV entsteht eine Überströmung ähnlich wie jene im Spalt zwischen Casing und Rotor. Dieses Band stellt in der Abbildung die Grenze zwischen Bereich 1 und 2 dar.

Der zweite wandnahe Bereich 3 am Casing erstreckt sich in einer ähnlichen Größenordnung wie Bereich 1 mit ca. 15% der Kanalhöhe. Neben Sekundäreffekten ähnlich Bereich 1 ist dieser Bereich vor allem durch den Tip Leakage beeinflusst. Dieser existiert da es sich beim untersuchten Rotor um einen Niederdruckrotor ohne Deckband handelt. Der Tip Leakage Vortex ist umso ausgeprägter je stärker die Umlenkung und damit die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite ist. Der starke Einfluss des Tip Leakage zeigt sich in der Machzahlverteilung in einem großen Gradienten der Bereich 3 und 2 teilt. Betrachtet man den 2 dimensional Verlauf der Machzahl über die Kanalhöhe welcher in Abbildung 89 dargestellt ist erkennt man diese 3 Bereiche wiederum deutlich. Im Bereich von Hub und Casing sinkt der Totaldruck und damit die Machzahl. An dieser Stelle sei zudem auf den Anstieg der Machzahl im Bereich des Casing hingewiesen. Durch den Spalt zwischen Rotorspitze und Gehäuse entsteht ein Jet welcher sich mit dem Tip Leakage des Rotors vereinigt. Detaillierte Untersuchungen zu diesem Effekt wurden von Morphis und Bindon [116] publiziert. Direkt an der Wand führt dies zu einem Anstieg der Machzahl bzw. des Totaldruckes im Umkehrschluss.

Bereich 2 der Hauptströmung wird von 2D Interaktionen dominiert. Es zeigen sich, wie bereits erwähnt, radiale Strukturen die aus den Nachläufen des Stators resultieren, welche durch den Rotor gestreut. Diese sind dennoch klar in der Rotorabströmung in Ebene C nachweisbar. Die Effekte des Rotors sind hier als umlaufende Bänder in Umfangsrichtung zu sehen.

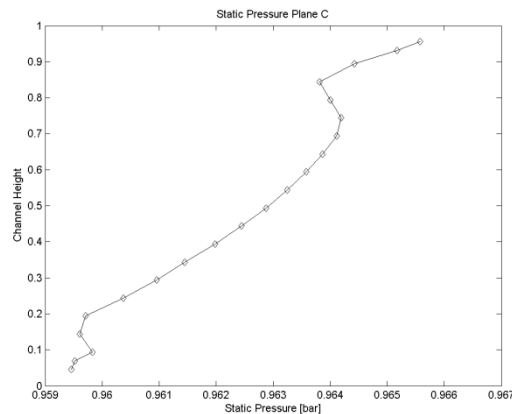


Abbildung 91: Statischer Druck, StandardTEC, Ebene C, Approach

Der 2D Verlauf des statischen Druckes in Ebene C ist in Abbildung 91 illustriert. Der charakteristische Verlauf ist bei allen TECs gleich.

Betrachtet man den Gradienten bzw. die Charakteristik des 2D Verlaufes über die Kanalhöhe so lässt sich eine nahezu linearer, gleichmäßiger Anstieg des statischen Druckes nach außen (in Richtung Casing) feststellen. Dieser Zusammenhang ergibt sich auch aus der Überlegung des radialen Gleichgewichtes.

Bereich 1 und 3 nahe den Wänden zeigen erneut eine leicht veränderte Charakteristik, was in einer Änderung der Steigung des linearen Verlaufes des statischen Druckes resultiert. Diese Abflachung ist erneut auf den Einfluss von Sekundärströmungen sowie des Tip Leakage zurückzuführen.

Abbildung 92 zeigt die Charakteristik des Yaw Angle in Ebene C. Es lässt sich eine stetige Zunahme über die Kanalhöhe bemerken. Der größte Gradient ergibt sich wiederum aufgrund des Tip Leakage des Rotors in Bereich 3 wandnahe des Casing. Der Tip Leakage macht sich in einer starken Änderung des Yaw Angle bemerkbar.

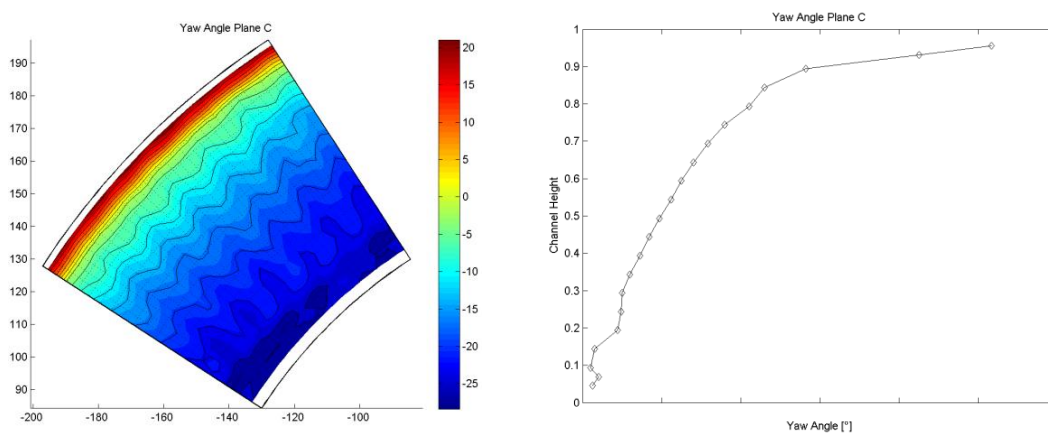


Abbildung 92: Yaw Angle, Ebene C, StandardTEC, Approach

7.4.7.2 Vergleich der Strömungseigenschaften/Betriebspunkteinstellung der unterschiedlichen TECs

Abbildung 93 zeigt die Verläufe über die Kanalhöhe für Yaw Angle und des Totaldruckverhältnisses. Die Abweichungen sowohl im Yaw Angle als auch für das Totaldruckverhältnis zwischen den jeweiligen TEC Konfigurationen ist im Betriebspunkt minimal.

Somit wird der gleiche Betriebspunkt bei allen Versuchen der TECs im Betriebspunkt Approach garantiert. Alle Auswertungen, Analysen und Vergleiche der Strömungsmessungen wie auch der experimentellen Schaufelschwingungsmessungen erhalten im Rahmen dieser Arbeit ihre Gültigkeit.

Der Nachweis für Betriebspunkt 2 entfällt.

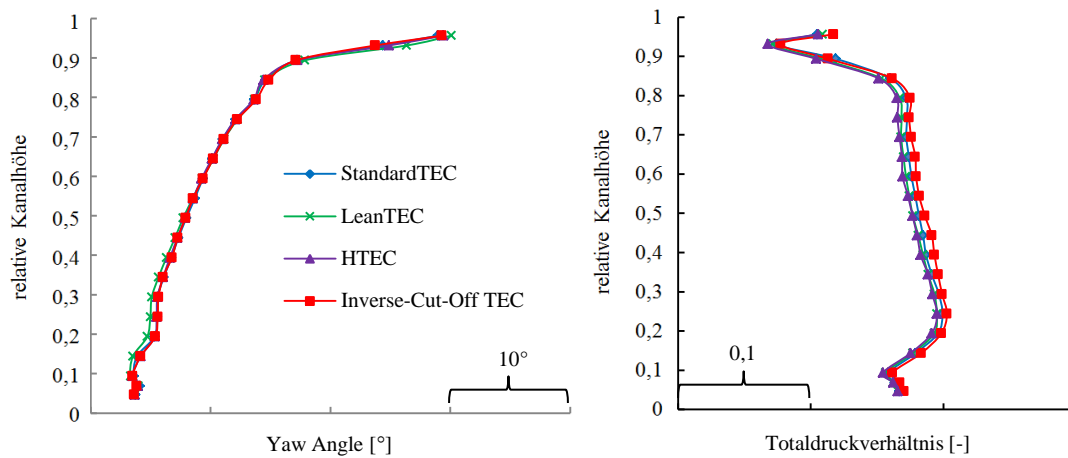


Abbildung 93: Yaw Angle (links) und Totaldruckverhältnis (rechts) im Vergleich für alle TECs; Ebene C; Approach

Der Vollständigkeit halber sind in Tabelle 19 und Tabelle 20 die reduzierten Größen sowie das Stufendruckverhältnis π für beide Betriebspunkte und alle TECs bei den Schwingungsmessungen angeführt.

Tabelle 19: Betriebspunkteinstellung, Approach

	n_{red} [min^{-1}]	m_{red} [kg/s]	π
StandardTEC	3654	6,91	1,155
LeanTEC	3654	6,92	1,157
HTEC	3654	6,90	1,155
Inverse-Cut-Off TEC	3648	6,93	1,156

Tabelle 20: Betriebspunkteinstellung, ADP

	n_{red} [min^{-1}]	m_{red} [kg/s]	π
StandardTEC	3005	6,83	1,127
LeanTEC	3000	6,85	1,130
HTEC	2997	6,84	1,129
Inverse-Cut-Off TEC	3000	6,83	1,127

7.4.7.3 Aufstauereffekt der TECs – Ebene C

In Abbildung 94 ist der Verlauf der Machzahl in Ebene C für alle TECs dargestellt. Es zeigt sich bei erster Betrachtung ein Unterschied zwischen den TECs, abhängig von der Schaufelzahl. Der charakteristische Verlauf ist jedoch bei allen TECs identisch. Deutlich zu erkennen ist bei allen der Einfluss des Tip Leakage und der Sekundärströmungen im Bereich von Hub und Casing.

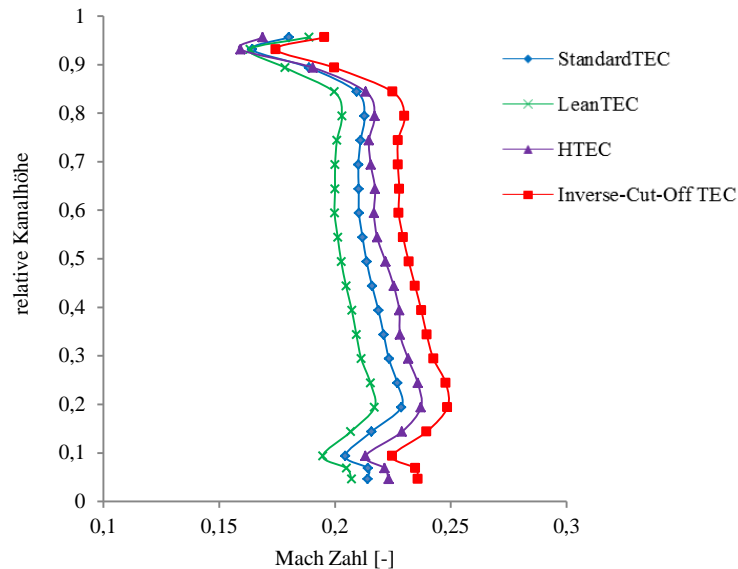


Abbildung 94: Aufstauereffekt; TEC-Vergleich; Machzahl; Approach

Bei gleicher Schaufelzahl von StandardTEC und LeanTEC ist ein Unterschied der Machzahl über die Kanalhöhe festzustellen. Der Effekt des Lean Designs ist demnach nicht nur in der Schaufelschwingungsmessung, sondern auch in der Strömungsmessung zwischen Rotor und TEGV in Ebene C erkennbar. Das Lean Design beeinflusst somit auch den Aufstauereffekt.

Je höher die Schaufelzahl, wie bei HTEC und Inverse-Cut-Off TEC, desto mehr Strömungsquerschnitt wird versperrt, da die TEGV nicht unendlich dünne Profile aufweisen. Dementsprechend wird bei gleichen reduzierten Größen (nach Tabelle 19 und Tabelle 20) die Strömung beschleunigt, was sich in einem Anstieg der Machzahl bemerkbar macht. Diese Schlüsse folgen aus der Kontinuität und Annahme einer reibungsfreien und adiabaten Strömung durch das TEC.

Da die Machzahl mit dem Totaldruckniveau korreliert, ist somit wie in Abbildung 94 ersichtlich ein Einfluss auf die Strömung in Ebene C je nach TEGV messtechnisch nachweisbar.

Interessanterweise entspricht auch bei einer Reihung des Machzahl-niveaus (beginnend beim niedrigsten) der TECs das Ergebnis jenem des TEC-Ranking hinsichtlich des Schaufelschwingungsniveaus nach Kapitel 7.4.6:

1. LeanTEC
2. StandardTEC
3. HTEC
4. Inverse-Cut-Off TEC

7.5 Ergebnisse Betriebspunkt 2 – Aero Design Point (ADP)

Mit Betriebspunkt 1 wurde, wie in Kapitel 7.4 gezeigt, die Evaluierung einer TEC Rückwirkung in Bezug auf die Schaufelschwingungen möglich. Außerdem konnte ein Aufstauereffekt durch stationäre Strömungsmessungen gezeigt werden. In Summe zeigte das LeanTEC im Vergleich StandardTEC die besten Eigenschaften hinsichtlich Beeinflussung der Schwingungscharakteristik. HTEC und speziell das Inverse-Cut-Off TEC zeigten sehr ungünstige Eigenschaften.

Neben dem Upstream Effekt durch das jeweilige TEGV konnte ebenso ein Downstream Effekt durch IGV und Stator nachgewiesen werden.

Die Rotordrehzahl im Betriebspunkt 2 (ADP) wurde, um eine Downstream Anregung durch den Stator direkt in einem Resonanzpunkt des beschauelten Rotors zu realisieren, dementsprechend definiert. Konkret wird die Scheibe (Mode 9) direkt durch den Stator EO96 angeregt. Damit wird einerseits Downstream der Rotor unabhängig von der jeweiligen TEC Konfiguration durch die Stator-Rotor Interaktion angeregt. Auf der anderen Seite soll der große Einfluss der Scheibe auf die Schwingungscharakteristik gezeigt werden, der bei beschauelten Rotoren vorhanden ist.

Durch die Wahl dieses Betriebspunktes wird der Rotor aufgrund der starken Schwingungsanregungen instabil, sodass die Rotordynamik des ganzen Wellenstrangs in weiterer Folge betroffen ist. Aufgrund des instabilen Verhaltens waren in diesem Betriebspunkt daher keine Strömungsmessungen möglich.

Die präsentierten Ergebnisse stellen Resonanzuntersuchungen an realen Komponenten in einem rotierenden System dar und sollen neben einer völlig neuartigen Datenbasis auch die Sensibilität rotierender Systeme hervorheben.

7.5.1 Downstream Schwingungsanregung durch IGV und Stator Interaktion

Abbildung 95 zeigt die Campbell Diagramme für Schaufel und Scheibe im Betriebspunkt 2, ADP. Die Wahl der Betriebsdrehzahl in Kombination mit den Schaufelzahlverhältnissen realisiert eine Resonanzanregung des Scheibenmodes 9. Die Stator-Rotor Interaktion trifft mit der Statorschaufelzahl EO96 genau die Eigenfrequenz der Scheibe. Hinzu kommt mit kleinem Frequenzabstand Interaktionsmode EO94 der IGVs. Die genauen Interaktionsmodetabellen finden sich unter Kapitel 5.1 bzw. im Anhang.

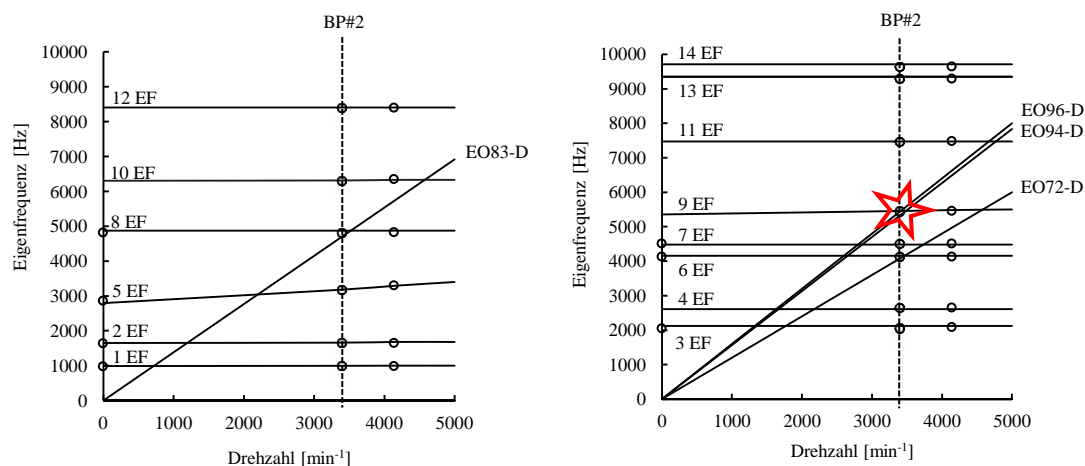


Abbildung 95: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Downstream Moden IGV/Stator; ADP

Neben Mode 9 wird des weiteren Mode 6 der Scheibe sowohl durch die Nachläufe der IGV wie auch des Stators mit EO72 angeregt. Auf Seiten der Beschaukelung erfolgt ausschließlich eine Anregung des Modes 8 mit EO83 der IGV Interaktion.

In jedem Fall ist die Intensität der Anregung deutlich stärker, da im Unterschied zu Betriebspunkt 1, wie in Abbildung 69 dargestellt ist, nur 3 Moden (Scheibenmode 6 und 9 sowie Schaufelmode 8) angeregt werden. Im Betriebspunkt 1 war eine viel breitere Schwingungsanregung ersichtlich, wodurch die gesamte Energie wesentlich stärker aufgeteilt wird.

Unabhängig von der jeweiligen TEGV Konfiguration am Turbine Exit wird die Rotorscheibe Downstream in einem Resonanzpunkt angeregt. Derartige Betriebsverhältnisse sind im realen Betrieb natürlich zu vermeiden und dienen im Rahmen dieser Arbeit zu Forschungszwecken.

7.5.2 Charakteristik der Scheibenschwingung

Betriebspunkt 2 eignet sich zur vollständigen Charakterisierung der Schwingungseigenschaften des beschaukelten Rotors. Zur Demonstration dazu wird Mode 9 wie zuvor beschrieben in seiner Eigenfrequenz angeregt. Aus der numerischen Studie, wie unter 6.4 vorgestellt, sind die zugehörigen Eigenformen bekannt. Die Eigenform der schwingenden Rotorscheibe mit ND=3 und NC=1 ist noch einmal in Abbildung 96 dargestellt.

Zur vollständigen Beschreibung einer rotierenden Struktur neben dem Campbell Diagramm das Interferenzdiagramm nötig. Es stellt die 3. Ebene des Campbell Diagramms dar und liefert zusätzlich die Information über die Eigenschwingform der Rotorscheibe. Der Ausschnitt des Interferenzdiagramms der untersuchten Rotorscheibe ist ebenfalls in Abbildung 96 dargestellt.

Im Interferenzdiagramm sind alle 8 Eigenfrequenzen der Rotorscheibe bis 10 000Hz gemäß der numerischen Studie nach Kapitel 6.4 eingetragen und einer Mode Familie je nach Nodal Diameter und/oder Nodal Circle zugeordnet. Die schräg nach oben verlaufenden Linien stellen die Drehzahllinien (in diesem Fall mit der Betriebsdrehzahl ADP) in Abhängigkeit der Schaufelzahl und des Nodal Diameters dar.

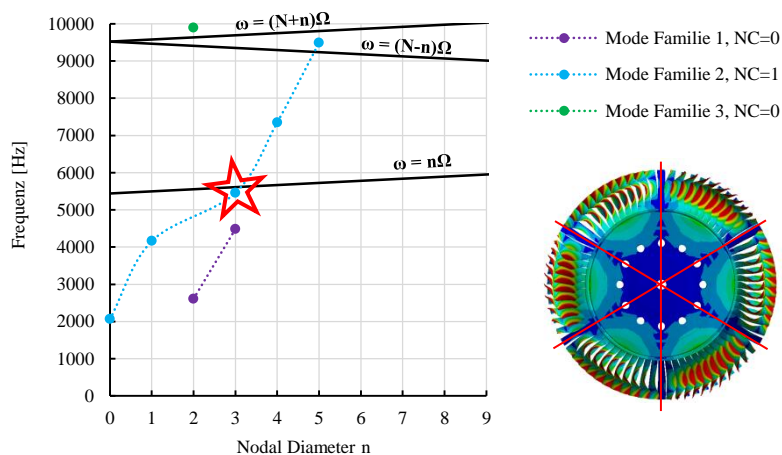


Abbildung 96: Interferenzdiagramm der Rotorscheibe im Betriebspunkt 2 (ADP)

Die Scheibenmoden sind Projektionen aus dem Campbell Diagramm. Liegt also ein Scheibenmode, dargestellt als Punkt im Diagramm, auf der Drehzahllinie, so wird dieser Nodal Diameter angeregt. Der sich einstellende Nodal Diameter ist in der Folge an der Abszisse abzulesen.

Im Betriebspunkt 2 liegt von allen Scheibeneigenfrequenzen ausschließlich jener des Scheibenmodes 9 bei ca. 5500Hz, welcher durch den Stator EO96 angeregt wird, auf der Drehzahllinie. Somit wird neben der Eigenfrequenz auch der Nodal Diameter der Scheibe angeregt. Für den betreffenden Mode stellt sich gemäß der numerischen Analyse ein Nodal Diameter von 3 ein welcher auch in der Grafik der Rotoreigenform in Abbildung 96 dargestellt ist.

Weiters enthält das Interferenzdiagramm noch die Information über Drehsinn und Drehgeschwindigkeit des umlaufenden Scheibenmodes mit ND=3. Die Scheibeneigenform von Mode 9 rotiert gemäß des gefundenen Interferenzdiagramms mit der Drehgeschwindigkeit des Rotors Ω in positive Drehrichtung, jener des Rotors.

7.5.3 StandardTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 97 zeigt die gemessenen Spektren mit dem StandardTEC in beiden Betriebspunkten. Das Schwingungsniveau im Betriebspunkt 2, links dargestellt, ist höher als jenes im Betriebspunkt 1, rechts. Außerdem werden unterschiedliche Moden von Schaufel und/oder Scheibe im jeweiligen Betriebspunkt angeregt.

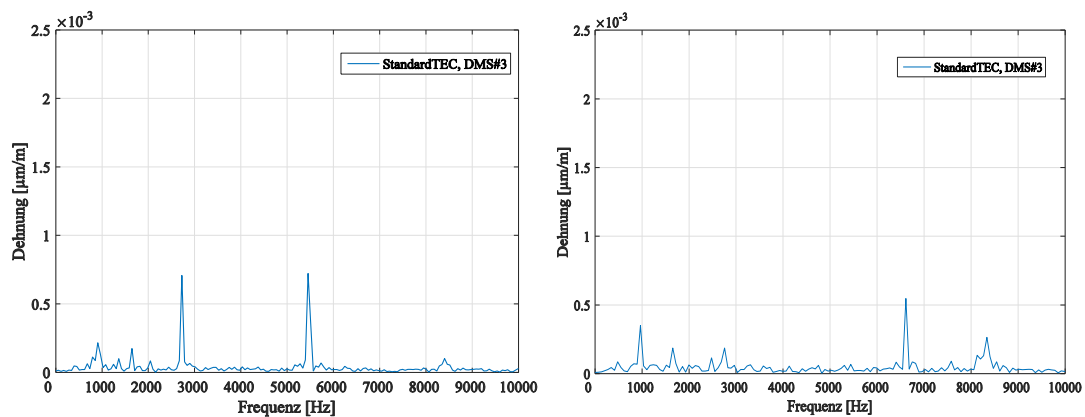


Abbildung 97: StandardTEC, Spektrum bei ADP (links) vs. Approach (rechts) DMS#3

Wie zuvor beschrieben wird im Betriebspunkt 2 Downstream durch den Stator vor allem die Scheibe mit hoher Intensität angeregt. Dies zeigt der Vergleich der Schwingungsverteilung, dargestellt in Abbildung 98, in beiden Betriebspunkten. In Betriebspunkt 1 sind die Schaufelschwingungen dominierend. In Betriebspunkt 2 zeichnet sich ein komplett gedrehtes Bild, in dem die Scheibenschwingungen dominieren.

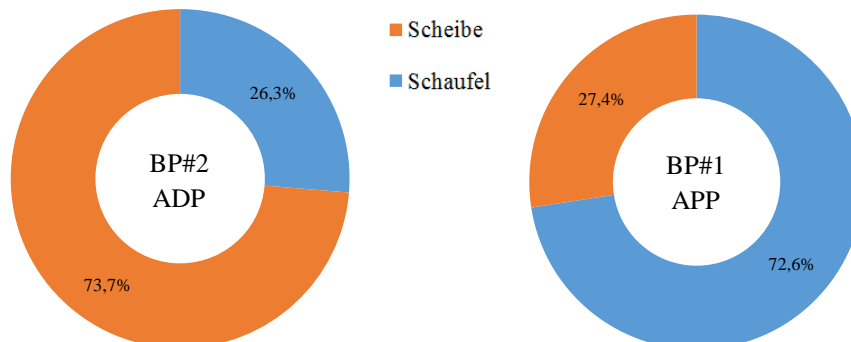


Abbildung 98: Schwingungscharakteristik Schaufel vs. Scheibe in beiden Betriebspunkten

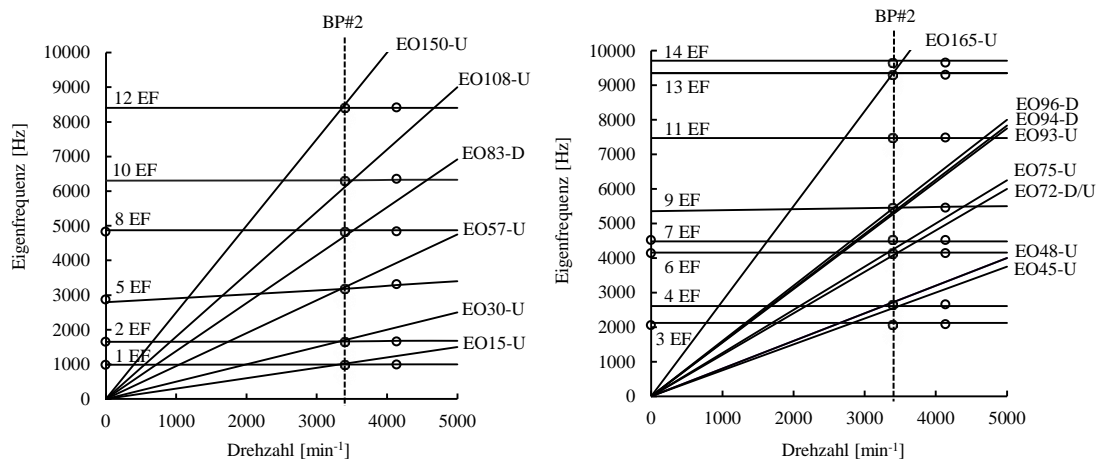


Abbildung 99: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); StandardTEC; ADP

Die Scheibenschwingungen in diesem Betriebspunkt resultieren aufgrund der gewollten Resonanzanregung von Mode 9 durch den Stator EO96 sowie EO72 mit hoher Intensität durch die Stator-Rotor Interaktion Downstream. Abbildung 99 zeigt zudem die Interaktionsmoden resultierend Upstream durch die Rotor-TEGV Interaktion. Im Campbell Diagramm der Scheibe, rechts, kommt deshalb eine Anregung von Mode 9 durch EO93 hinzu. Somit wird dieser Scheibenmode 9 nicht nur durch die IGV mit EO94, durch den Stator mit EO96, sondern auch Upstream durch das StandardTEC mit EO93 angeregt.

Interaktionsmode 72 welcher sich aus der Kombination mit IGV und Stator bereits ergibt, zeigt sich auch aus der Rotor-TEGV Interaktion. Diese beiden im Betriebspunkt 2 dominierenden Moden werden demnach durch das StandardTEC zusätzlich angeregt.

Weitere Interaktionsmoden verteilen sich auf Scheiben und Schaufelmoden. In Summe ergibt sich durch die starke Anregung der Scheibenmoden die Charakteristik wie in Abbildung 98 illustriert. Außerdem zeigen die angeführten Scheibenmoden 6 und 9 durch die beschriebenen Randbedingungen die höchsten Amplituden im Spektrum in Abbildung 97. Durch die definierte Anregung einzelner Moden verschwindet die breite Anregung wie etwa im Betriebspunkt 1 ersichtlich war. Damit werden die theoretischen Überlegungen hinsichtlich Schwingungsanregungen durch Interaktionsmoden in Kombination mit der gewählten Betriebsdrehzahl experimentell bestätigt.

Die angestellten Überlegungen, Analysen und Rückschlüsse aus den numerischen Studien sowie analytisch in den Campbell Diagrammen werden durch die experimentellen Schaufelschwingungsmessungen in ihren Spektren erfolgreich bestätigt.

7.5.4 LeanTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 100 zeigt das gemessene Spektrum der Schwingungsamplituden des Rotors in Kombination mit dem LeanTEC im Vergleich zum StandardTEC (rechts).

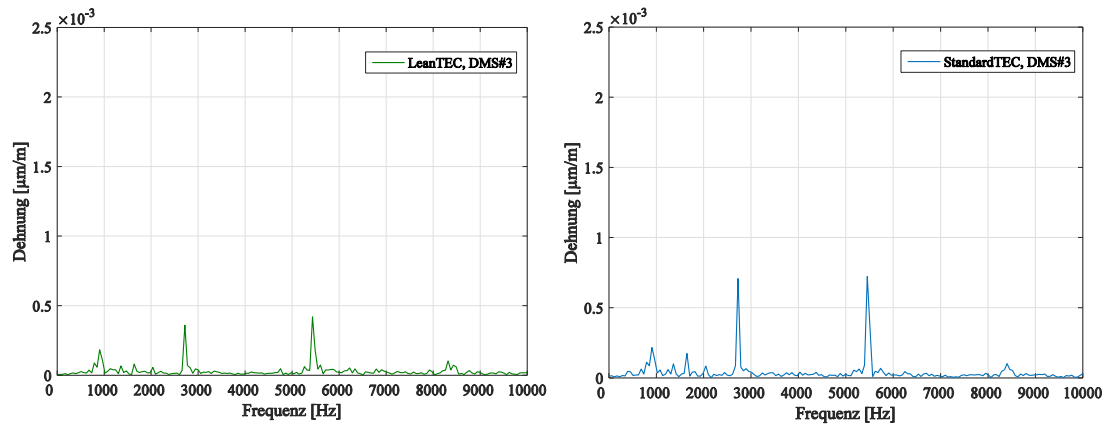


Abbildung 100: LeanTEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3

Durch die identen Schaufelzahlen von StandardTEC und LeanTEC ergeben sich dieselben Interaktionsmoden sowie in weiterer Folge die Campbell Diagramme für Schaufel und Scheibe, wie in Abbildung 102 dargestellt.

Im Vergleich zu Betriebspunkt 1 zeigt sich auch in Betriebspunkt 2 der gleiche Trend von einem niedrigeren Schwingungsniveau. Dies zeigt unter anderem der qualitative Vergleich der Spektren sowie daraus in den gewichteten Amplituden für Schaufel und Scheibe in Abbildung 101.

Der positive Effekt zur Minimierung der Interaktionseffekte zwischen Rotor und TEGV des Lean-Designs, der bereits in Kapitel 7.4.3 ausführlich beschrieben wurde, kann in Betriebspunkt 2 erfasst werden. In Bezug auf die Schaufelschwingung bedeutet dies eine Minimierung der Amplituden von Mode 1 und 2. Beides sind, wie aus dem Campbell Diagramm ersichtlich, Interaktionsmoden resultierend aus der Schaufelzahl des LeanTEC/StandardTEC. Der Upstream Effekt kann demnach mit einem Lean deutlich abgeschwächt werden, etwa rd. 5% für Mode 2.

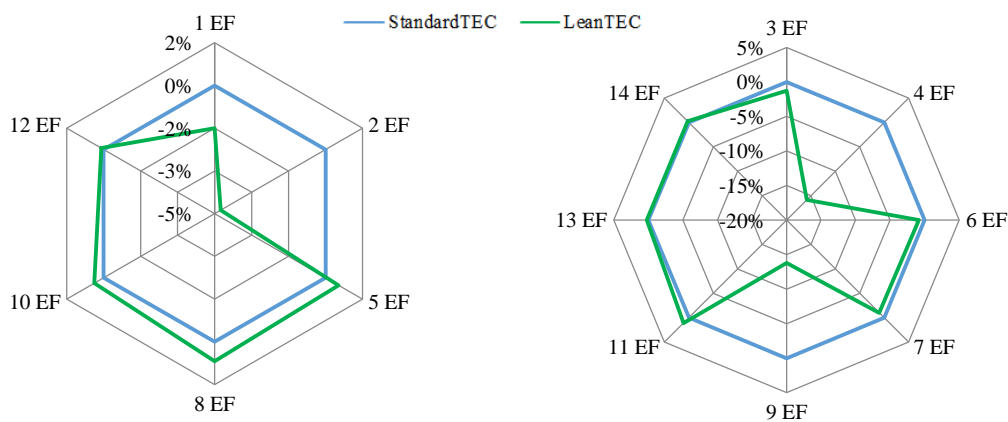


Abbildung 101: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauflung (links) und der Rotorscheibe (rechts)

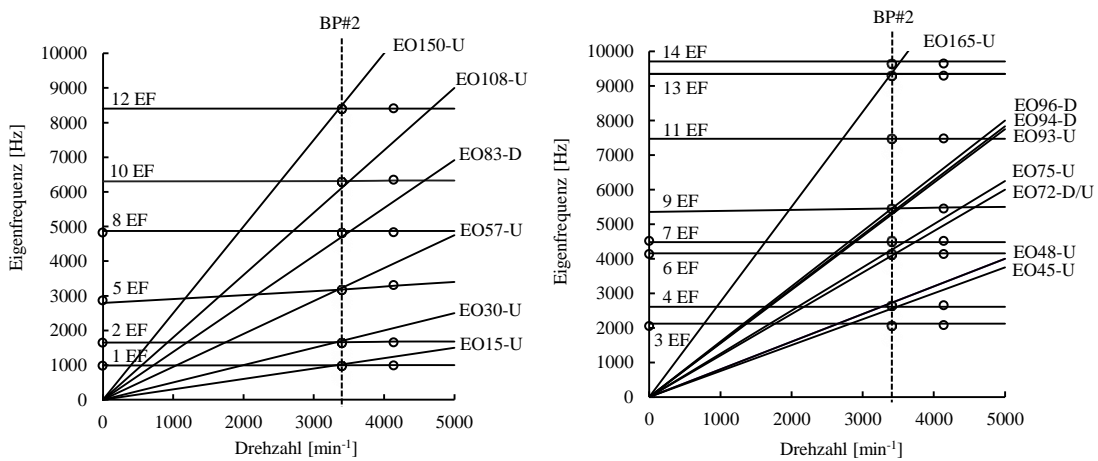


Abbildung 102: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); LeanTEC; ADP

Die Rotorscheibe wird in diesem Betriebspunkt Downstream im Mode 9 zur Resonanz angeregt. Bedingt durch die Schaufelzahlen von LeanTEC und StandardTEC wird Mode 9 zudem Upstream von EO93 bzw. Mode 4 ebenfalls in der Resonanzstelle durch ein vielfaches der Schaufelzahl mit EO45 angeregt. Aus den Messergebnissen zeigt sich hier ein starker Einfluss des Lean.

So liegt das Schwingungsniveau von Mode 9 trotz der starken Downstream Schwingungsanregung aus der Stator-Rotor Interaktion nahezu 20% niedriger als im Vergleich zum StandardTEC. Dies zeigt das Netzdiagramm der Scheibe in Abbildung 101, sowie die Gesamtübersicht in Abbildung 103 sehr deutlich. In ähnlicher Weise reduziert sich auch die Amplitude von Mode 4, welche ausschließlich durch das TEGV angeregt wird.

Dadurch, dass die beiden Scheibenmoden deutlich durch den Lean abgeschwächt werden zeigt sich in Summe auch ein Einfluss der Gesamtverteilung im Vergleich zu den Schaufelmoden. Der deutliche Überhang im Vergleich zu den anderen TECs reduziert sich im Falle des LeanTEC auf rund 65% zu 35%, was in Abbildung 103 (rechts) ersichtlich ist.

Der Lean hat demnach nicht nur großen Einfluss auf die dominierenden Schaufelmoden wie in Betriebspunkt 1 nachgewiesen, sondern auch in Betriebspunkt 2 auf die Scheibenmoden. In beiden Fällen stellen sich günstigere Verhältnisse der Schwingungscharakteristika ein. Wiederum kann der Upstream Effekt des TEGV nachgewiesen werden.

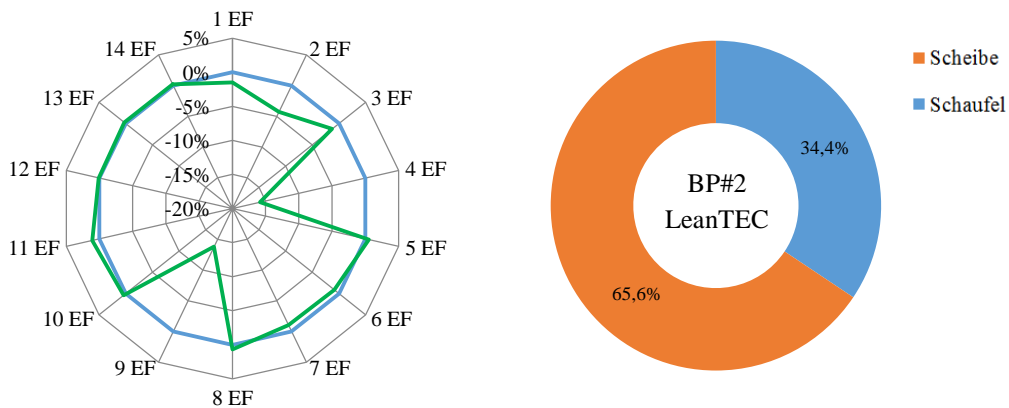


Abbildung 103: Schwingungsniveau Gesamt, LeanTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.5.5 HTEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 104 zeigt das Amplitudenspektrum der Rotorschaufelschwingungen mit HTEC. Der qualitative Vergleich mit dem StandardTEC Spektrum zeigt ein höheres Schwingungsniveau.

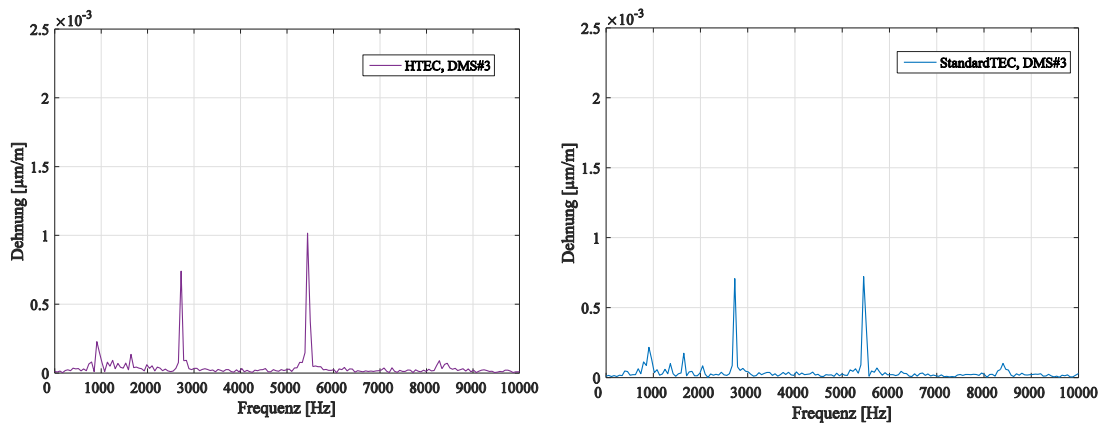


Abbildung 104: HTEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3

Die Analyse in den Campbell Diagrammen, welche in Abbildung 105 dargestellt sind, verdeutlicht die größeren gemessenen Schwingungsamplituden, etwa der dominierenden Scheibenmoden 6 und 9 in diesem Betriebspunkt.

Durch die Schaufelzahlverhältnisse von Rotor und HTEC ergeben sich Upstream neben EO128 und EO168 vor allem EO72 und EO96. Mode 6 und 9 der Scheibe werden in diesem Betriebspunkt Downstream vom Stator, durch dessen Schaufelzahl 96, mit EO96 und mit EO72 angeregt.

Das gleichzeitige Auftreten der Interaktionsmoden von Downstream als auch Upstream bewirkt klarerweise eine stärkere Anregung, was in der Folge höhere Amplituden von Mode 6 und 9 zur Folge hat. In Summe wird diesen Moden derartig viel Energie aus den Schaufelreiheninteraktionen hinzugeführt, sodass im Prüfstandsbetrieb klare Auswirkungen auf die gesamte Rotordynamik des Wellenstranges bemerkbar wurden. Der Rotor wurde bei diesem Betriebspunkt instabil, weshalb keine Strömungsmessungen möglich waren.

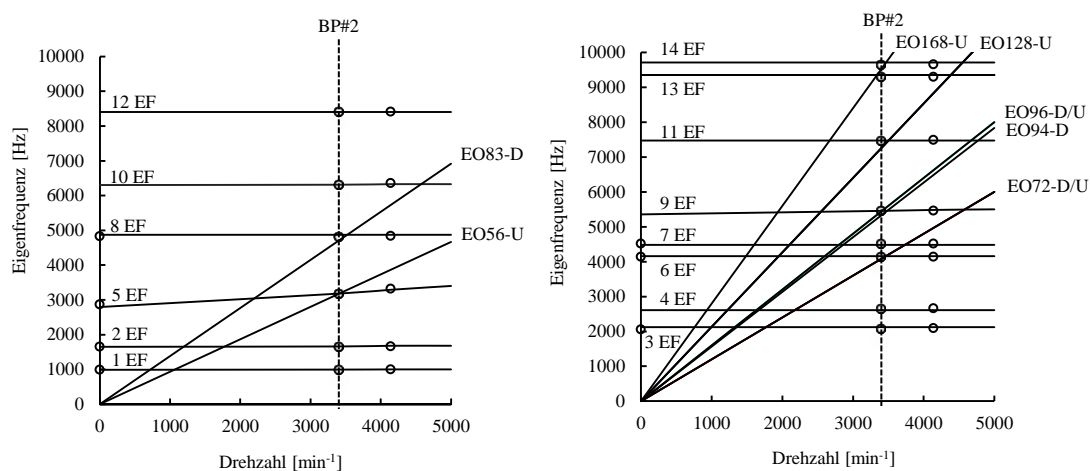


Abbildung 105: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); HTEC; ADP

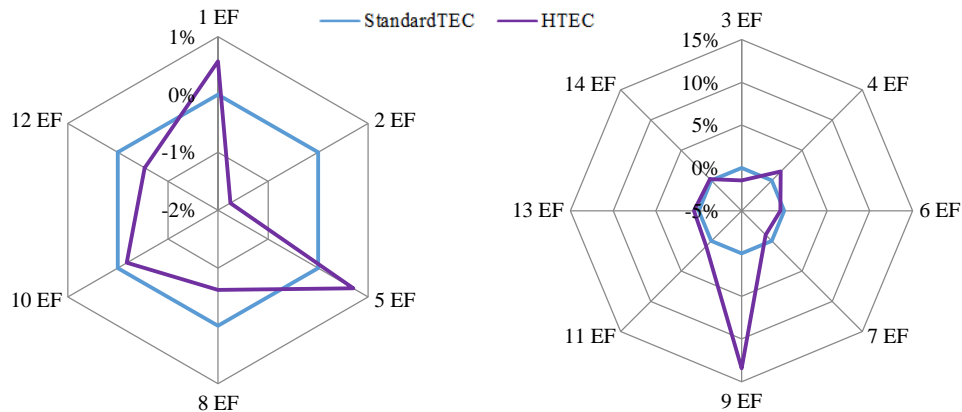


Abbildung 106: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschau felung (links) und der Rotorscheibe (rechts)

Das Resultat der stärkeren Schwingungsanregung von Mode 9 zeigt sich ebenso im Netzdiagramm, welches in Abbildung 106 rechts für die Scheibe dargestellt ist. Die gewichtete Amplitude steigt um ca. 15% im Vergleich zum StandardTEC.

Vergleicht man im Netzdiagramm die Schaufelmodeamplituden mit jenen des StandardTEC so erkennt man höhere Amplituden für Mode 1 und 5 sowie einen Rückgang der Schwingungsamplitude von Mode 2. Dieser Rückgang ist erklärbar durch den Wegfall der EO30, welche beim StandardTEC als Vielfaches der Schaufelzahl Upstream Mode 2 im Resonanzpunkt anregt.

Aufgrund der Schaufelzahlverhältnisse ergibt sich beim HTEC Upstream Interaktionsmode 56, welcher Mode 5 anregt. Daraus resultiert eine höhere Schwingungsamplitude im Vergleich zum StandardTEC, was ebenfalls in Abbildung 106 ersichtlich wird.

Abbildung 107 veranschaulicht die Schwingungscharakteristik die sich in Summe in diesem Betriebspunkt einstellt. Durch die stärkere Anregung der Scheibenmoden im Vergleich zum StandardTEC nehmen diese im Vergleich zu den Schaufelmoden deutlich zu. In der Verteilung gemäß Abbildung 107 (rechts) ändert sich das Verhältnis in Bezug auf das StandardTEC von 73%:27% zu 78%:22% (LeanTEC 66%:34%).

Das Netzdiagramm visualisiert zudem die ungünstigeren Verhältnisse bei der Konfiguration mit dem HTEC. Die Abhängigkeit vom Einfluss des Upstream Effekts des jeweiligen TEGV wird einmal mehr messtechnisch bestätigt.

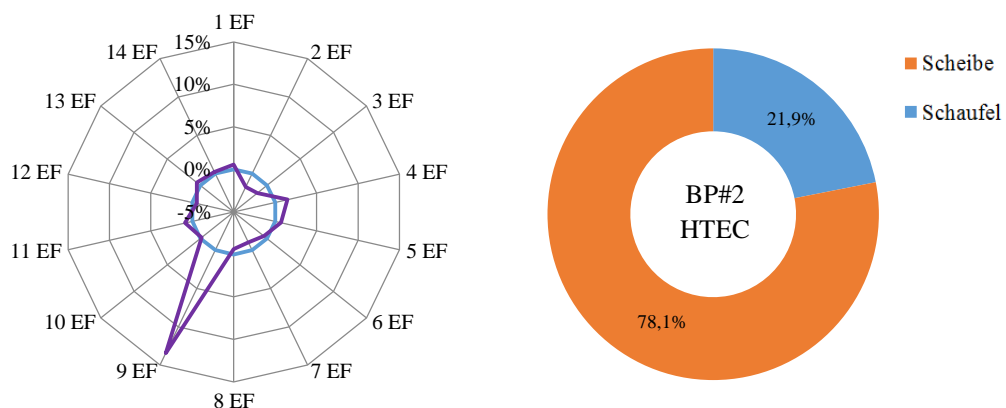


Abbildung 107: Schwingungsniveau Gesamt, HTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.5.6 Inverse-Cut-Off TEC - Schaufelschwingungsmessung

Abbildung 108 zeigt das Amplitudenspektrum der Rotorschaufelschwingungen mit dem Inverse-Cut-Off TEC. Der qualitative Vergleich mit dem Spektrum des StandardTEC zeigt ein höheres Schwingungsniveau und eine vielfach erhöhte Schwingungsamplitude bei ca. 5400Hz.

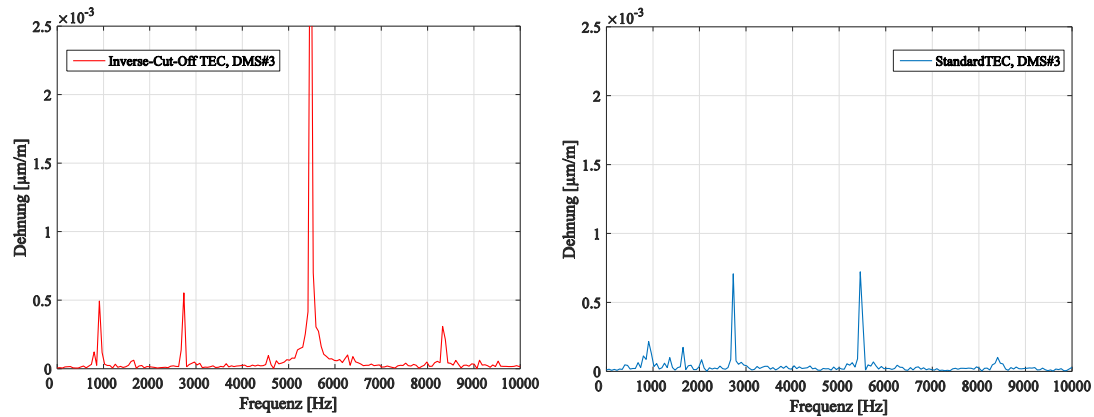


Abbildung 108: Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3

Mode 1, 9 und 12 zeigen die größten Veränderungen im Vergleich zur Messung mit dem StandardTEC. Erklärbar wird dies wiederum durch analytische Überlegungen im Campbell Diagramm, welche für Schaufel und Scheibe in Abbildung 109 gezeigt sind.

Der dominierende, im Resonanzpunkt angeregte Scheibenmode 9, zeigt eine deutliche Überhöhung mit einer ausgeprägten Amplitude. Dieser wird durch die Stator-Rotor Interaktion (EO96) und die IGVs (EO94) Downstream stark angeregt. Hinzu kommt durch die Interaktion Rotor-TEGV eine Anregung Upstream durch Interaktionsmode 98. Bereits beim HTEC zeigte sich eine zusätzliche Anregung Upstream durch das TEC durch EO96. Die Folgen daraus waren jedoch nicht einmal ansatzweise vergleichbar mit jenen beim Inverse-Cut-Off TEC. Die breitbandigere Anregung von Mode 9 durch EO94 und EO96 Downstream sowie EO98 Upstream zeigt eine viel stärkere Auswirkung in Bezug auf das Schwingungsniveau. Zeigte der Rotor im Betriebspunkt 2 bei der HTEC Konfiguration ein leicht instabiles Verhalten, so ist dieser aufgrund der starken Rückwirkung des Inverse-Cut-Off TEC maximal für den Messzeitraum der Schwingungsmessung stabil betreibbar. Ein dauerhafter, sicherer Betrieb um etwa Strömungsmessungen, etc. durchzuführen ist bei dieser Konstellation unmöglich.

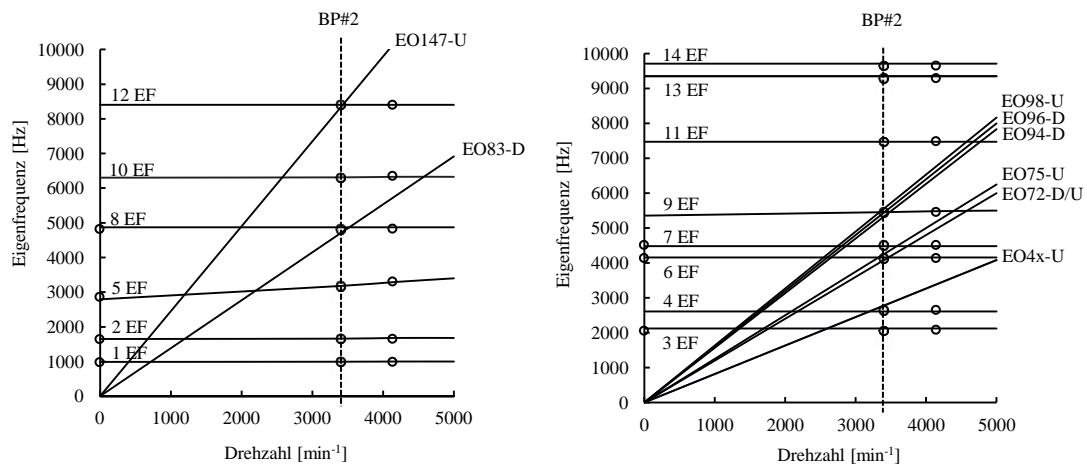


Abbildung 109: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Inverse-Cut-Off TEC; ADP

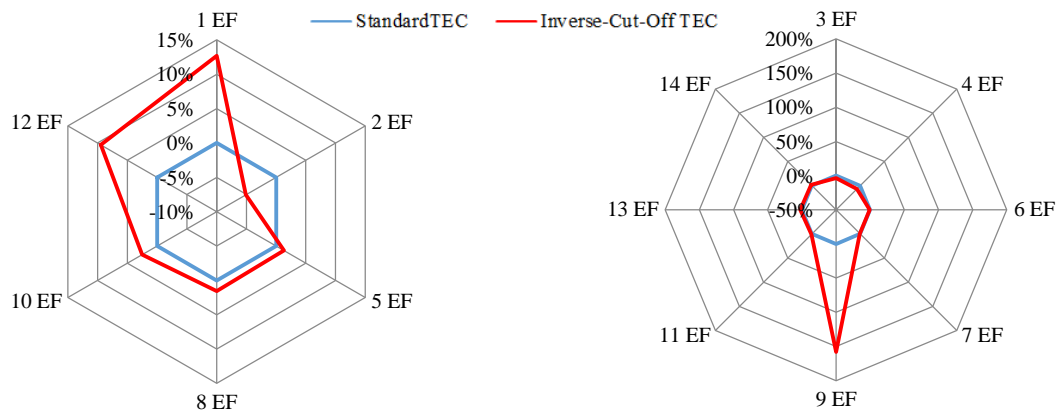


Abbildung 110: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschaufelung (links) und der Rotorscheibe (rechts)

Das Netzdiagramm in Abbildung 110 für die Rotorscheibe (rechts) zeigt die gewichtete Amplitude der Scheibenschwingung von Mode 9 mit einer rund 160%igen Überhöhung im Vergleich zum Referenzsetup des StandardTECs. Ein derartiges Schwingungsniveau zeigte sich bei keinem der anderen TECs. Der große Einfluss der TEC Rückwirkung auf die Schwingungscharakteristik des Rotors kann einmal mehr eindeutig messtechnisch nachgewiesen werden.

Nebenbei zeigen sich deutlich größere Amplituden der Schaufelmoden 1 und 12, wie in Abbildung 110 (links) ersichtlich ist. Insbesondere Mode 12 kann auf den Upstream Interaktionsmode 147, auch eingetragen im Campbell Diagramm nach Abbildung 109 (links), zurückgeführt werden.

Durch die sehr starke Anregung der Scheibenmoden verschiebt sich in weiterer Folge die Schwingungsverteilung, visualisiert in Abbildung 111 (rechts), in Richtung der Scheibenmoden. Diese dominieren in diesem Betriebspunkt mit rd. 82% zu 18% Schaufelschwingungen.

In weiterer Folge kann dadurch die Instabilität des Rotors in diesem Betriebspunkt erklärt werden. Die ohnehin gewollte Downstream Resonanzanregung wird durch das Inverse-Cut-Off TEC Upstream, im Vergleich zu den anderen TECs, überproportional verstärkt. Diese führt neben einem deutlich erhöhten Schwingungsniveau, wie Abbildung 111 (links) zeigt, zu einer unkontrollierbaren Instabilität des Rotors. Damit konnten neben den geplanten Resonanzmessungen und dem Nachweis einer existierenden TEC Rückwirkung, die einfachen analytischen Überlegungen im Campbell Diagramm messtechnisch bestätigt werden.

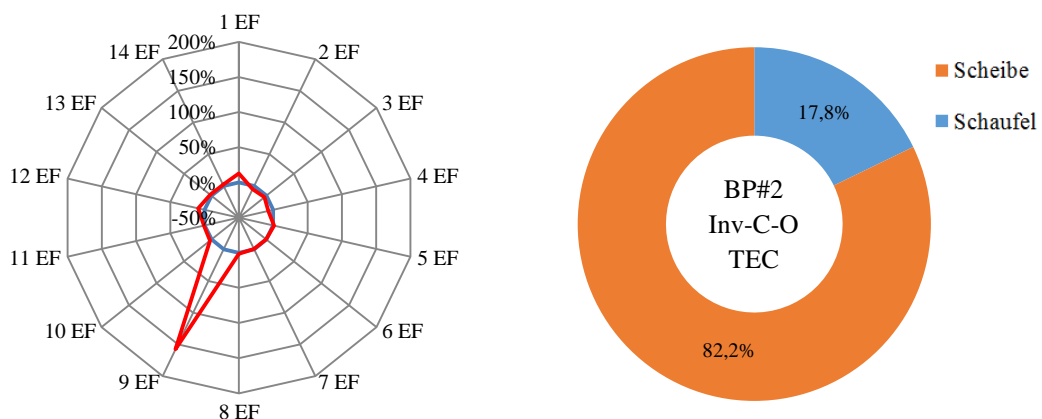


Abbildung 111: Schwingungsniveau Gesamt, Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)

7.5.7 TEC Vergleich – Ranking

Aus den gefundenen Ergebnissen dieses Kapitels können nun alle unterschiedlichen TECs hinsichtlich des Einflusses auf das Schwingungsverhalten des Rotors miteinander verglichen werden. Zuerst sind wiederum in Abbildung 112 getrennt voneinander die gewichteten Amplituden von Schaufel und Scheibe im Vergleich zur Ausgangskonfiguration StandardTEC dargestellt.

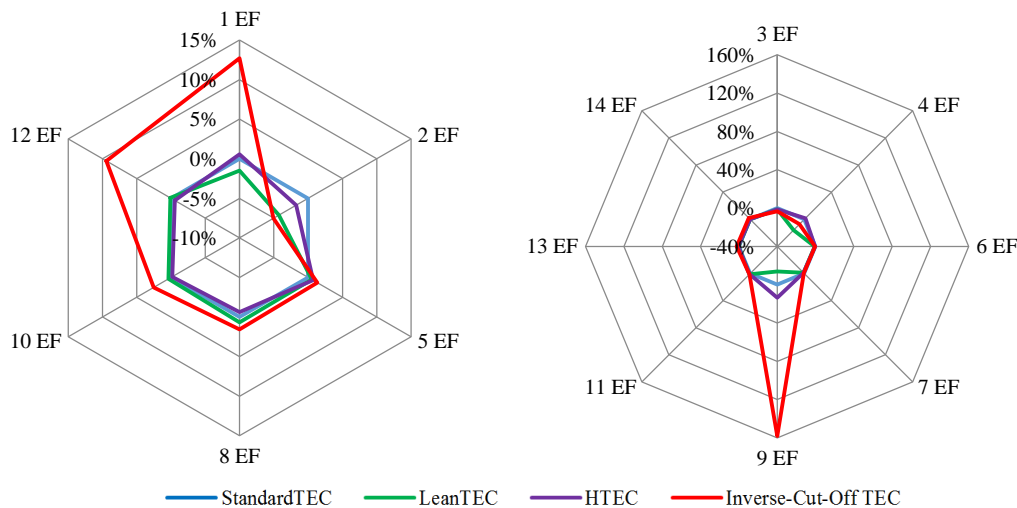


Abbildung 112: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauflung (links) und Rotorscheibe (rechts)

Im Gegensatz zu Betriebspunkt 1 dominieren in diesem Betriebspunkt die Scheibenschwingungen. Dies ist vor allem das Resultat der gewollten Resonanzanregung von Scheibenmode 9, welcher bei allen TEC Setups dominiert. Generell kann auch in diesem Betriebspunkt die unterschiedliche TEC Rückwirkung in Bezug auf die Schwingungscharakteristik des Rotors messtechnisch erfasst werden.

Die Schaufelschwingungen werden nicht in der Art und Weise beeinflusst wie die Scheibenschwingungen. Dies zeigte sich bereits im Vergleich der Campbell Diagramme. Downstream wird durch die Stator-Rotor Interaktion ausschließlich Mode 8 angeregt. Je nach TEC kommen vereinzelt zusätzliche Interaktionsmoden hinzu. Wie im TEC-Vergleich der Schaufelmoden in Abbildung 112 (links) ersichtlich ist, zeigt sich bis auf das Inverse-Cut-Off TEC ein ähnliches Schwingungsniveau. Tendenziell zeigt das LeanTEC, ähnlich wie in Betriebspunkt 1, bessere Eigenschaften hinsichtlich Schwingungsanregung als im Vergleich dazu als Referenz das StandardTEC.

Das Inverse-Cut-Off TEC zeigt bei den Schaufelmoden in Summe die ungünstigsten Eigenschaften und ein deutlich höheres Schwingungsniveau. Dieser Trend wird beim Vergleich der Schwingungsniveaus der Scheibenmoden bestätigt. Die ohnehin in diesem Betriebspunkt starke Anregung von Mode 9, wird durch die Interaktion Rotor - Inverse-Cut-Off TEC vergrößert. Wie gezeigt stellen sich die Verhältnisse derartig ungünstig ein, sodass es im Vergleich zu den anderen TECs zu einer überproportional großen Schwingungsamplitude kommt. Die gewichtete Amplitude steigt wie Abbildung 112 (rechts) zeigt um ca. 160%.

Diese starke Anregung führt zu einem komplett instabilen Verhalten des Rotors, da die Rotordynamik des gesamten Wellenstranges diese Instabilitäten nicht mehr kompensieren kann.

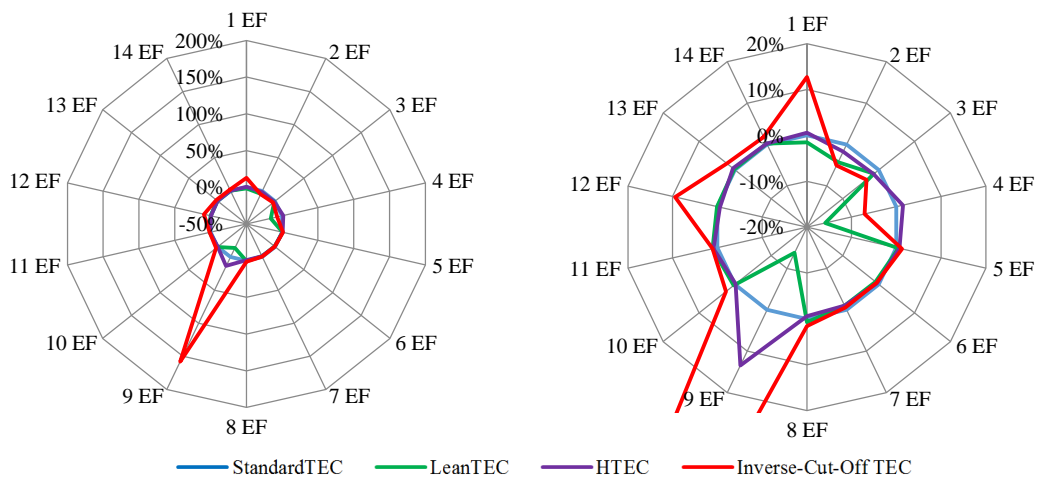


Abbildung 113: TEC - Vergleich; Ranking; Betriebspunkt 2, ADP

Beim „TEC-Ranking“, wie in Abbildung 113 für Betriebspunkt 2 illustriert, bestätigt sich der Trend bzw. die gefundenen Erkenntnisse aus Betriebspunkt 1. Hierin sind alle Amplituden der gefundenen Moden von Scheibe und Schaufel gewichtet, und für die unterschiedlichen TECs dargestellt.

Wiederum zeigt das LeanTEC ein tendenziell niedrigeres Schwingungsniveau als das StandardTEC bzw. als alle anderen TECs. Das Inverse-Cut-Off TEC zeigt analog zu Betriebspunkt 1 die ungünstigsten Eigenschaften.

Unabhängig davon, ob man die dominierenden Scheibenmoden oder im Umkehrschluss die untergeordneten Schaufelmoden beurteilt, zeigt sich dasselbe Ergebnis. Dieses ist zusammengefasst und graphisch aufbereitet in Abbildung 114.

Wird der Vergleich mit den Schaufelmoden gezogen, so liegt die gewichtete Amplitude aller Schaufelmoden des LeanTEC rund 4% unter jener des StandardTEC. Das Inverse-Cut-Off TEC zeigt mit einem Plus von 22,5% ein Vielfaches der Referenzkonfiguration.

Die Scheibenschwingungen zeichnen ein noch deutlicheres Bild. Das Schwingungsniveau ist um rund 31% kleiner bei einem Lean Design des TEGV. Bei Inverse-Cut-Off TEC steigt das Schwingungsniveau im Gegensatz dazu um 151% an und führt zu instabilen Verhältnissen während des Betriebes.

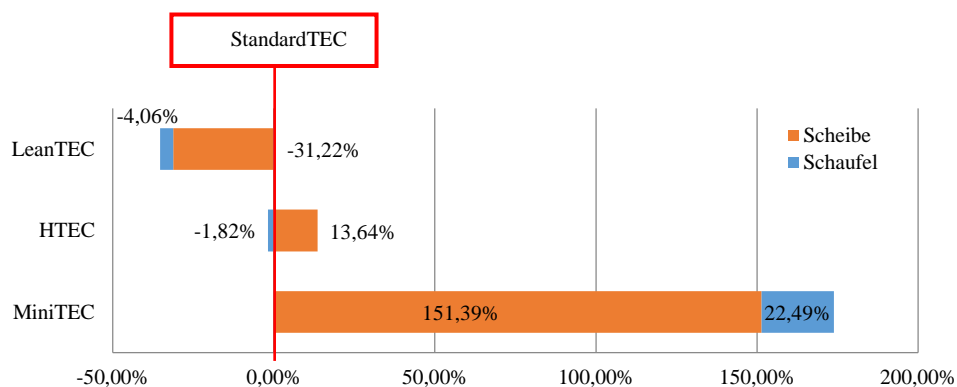


Abbildung 114: Unterschied Schwingungsniveau; ADP

Die experimentellen Schwingungsmessergebnisse im Betriebspunkt 2 (ADP) können wie folgt zusammengefasst werden:

- Die Rotordrehzahl im Betriebspunkt 2 wurde so festgelegt, dass Resonanzmessungen möglich waren. Konkret wird Mode 9 der Scheibe, unabhängig vom TEC, Downstream durch den Stator im Resonanzpunkt angeregt.
- Die Messungen im rotierenden System konnten für unterschiedliche Designs des TEC durchgeführt und präsentiert werden.
- Es kann ein Upstream Effekt des jeweiligen TEC auf die Schwingungscharakteristik des Rotors klar erfasst werden
- Bei genauer Analyse kann außerdem der Downstream Einfluss von IGV und Stator beschrieben werden.
- Die Schwingungsanregung durch die jeweiligen Interaktionsmoden ist natürlich sehr stark von den jeweiligen Schaufelzahlverhältnissen abhängig
- Die ungünstigsten Verhältnisse stellen sich bei gleichzeitiger Anregung eines Modes durch Interaktionsmoden von Down- und Upstream.
- Vor allem bei höheren Schaufelzahlen der TECs wie etwa bei HTEC und Inverse-Cut-Off TEC kommt es zu spezifischen Anregungen von Moden
- Im Betriebspunkt ADP dominieren die Scheibenschwingungen im Verhältnis zu den Schaufelschwingungen. Des Weiteren wird der Nodal Diameter von Resonanzmode 9 angeregt wie numerische Analysen zeigen.
- Besonders bei der Konfiguration mit Inverse-Cut-Off TEC sind die TEC Rückwirkungen sehr stark, sodass die entstehende Instabilität nicht mehr durch die Rotordynamik des Wellenstranges kompensiert werden konnte.
- Dementsprechend sind sowohl beim HTEC als auch beim Inverse-Cut-Off TEC keine Strömungsmessungen möglich
- Das Lean-Design schwächt die Interaktion zwischen Rotor und TEGV ab, was zu einem sinkenden Schwingungsniveau führt
- Im TEC-Vergleich ausgehend vom StandardTEC als Basisdesign zeigt das LeanTEC analog zu Betriebspunkt 1 die günstigsten Eigenschaften. HTEC und Inverse-Cut-Off TEC zeigen teils stark erhöhte Amplitudenniveaus von Moden.
- Das TEC-Ranking zeichnet immer ein ähnliches Bild. Unabhängig davon ob Scheiben- oder Schaufelmoden beurteilt werden.
- Der Trend der Ergebnisse bestätigt ferner die gefundenen Erkenntnisse aus Betriebspunkt 1. Hier waren ursprünglich die Schaufelmoden dominanter
- Ebenfalls bestätigen die experimentellen Messergebnisse die analytischen Überlegungen im Campbell Diagramm und die Herleitung der Anregungen aus Schaufelreiheninteraktionsmoden

- Aus den gefundenen Ergebnissen lässt sich unabhängig vom Betriebspunkt ein Trend des Schaufelschwingungsniveaus in Bezug auf die Schaufelzahl des TECs erkennen. Das Schwingungsniveau des beschauften Rotors steigt mit der Schaufelzahl des TECs. Es scheint, dass zusätzlich zum erhöhten Aufstauereffekt die Schaufelreiheninteraktion Rotor – TEGV zunimmt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Dissertation wurden experimentelle Schaufelschwingungsmessungen eines Prüfstandsrotors der Niederdruckturbinenstufe am STTF-AAAI (Subsonic Test Turbine Facility for Aerodynamic, Acoustic and Aeroelastic Investigations) des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt. Konkret handelt es sich dabei um die letzten 1 ½ Stufen inkl. Turbinenausstrittsgehäuse (Turbine Exit Casing, TEC) der Niederdruckturbinenstufe eines modernen Flugtriebwerks. Die TEGV (Turbine Exit Guide Vanes) der Turbinenausstrittsgehäuse wurden ausgehend von einer Basis-/Referenzkonfiguration hinsichtlich aerodynamischen und/oder akustischen Randbedingungen optimiert. Die vier resultierenden TECs variieren sowohl in der Geometrie als auch in der Schaufelzahl. Diese haben in weiterer Folge daher auch eine unterschiedliche Rückwirkung auf die Schwingungsanregung des Rotors, was in der Praxis mit einer Beeinflussung der Lebensdauer einhergeht.

Experimentelle Schwingungsmessungen in rotierenden Systemen stellen sehr hohe Anforderungen an die Messtechnik dar. Trotz mittlerweile etablierter Simulationsmethoden sind diese unerlässlich und bieten gleichzeitig die Datenbasis zur Validierung und Kalibrierung der numerischen Codes.

In dieser Arbeit wurde ein hochleistungsfähiges Sensortelemetriesystem zur Schaufelschwingungsmessung mittels Dehnmessstreifen eingesetzt. Dieses ermöglicht eine Schwingungsüberwachung sowie Datenaufzeichnung während des Betriebes einer rotierenden Maschine. Somit konnten die Schwingungsdaten in verschiedenen Versuchsreihen und zwei unterschiedlichen, triebwerksrelevanten Betriebspunkten (Approach und ADP) aufgezeichnet werden. Dies ermöglicht nun eine umfassende Analyse des Schwingungsverhaltens der Rotorbeschaufelung unter Berücksichtigung der Schwingungsanregung sowohl stromabwärts (Downstream Effect) durch den Stator, als auch die Stromaufwärtswirkung der unterschiedlichen TECs (Upstream Effect). Dieser Einfluss benachbarter Schaufelreihen auf eine Rotorbeschaufelung wurde bis dato, wenn überhaupt, vereinzelt und vereinfacht in Kaskaden untersucht und publiziert.

Am Beginn der Arbeit steht als Basis für alle weiteren Untersuchungen die modale Charakterisierung des Rotors. Die Kenntnis der strukturdynamischen Eigenschaften ist für die richtige Beurteilung des Schwingungsverhaltens im Betrieb einer jeden Struktur unerlässlich. Daher wurde der Rotor sowohl in umfassenden numerischen als auch experimentellen Studien charakterisiert. Der Abgleich der experimentellen Erkenntnisse mit den Ergebnissen der Numerik ermöglichte eine sehr realitätsnahe Abbildung der Eigenschaften des Rotors und dient als Basis für weiterführende Berechnungen, wie etwa Fluid-Struktur-Interaktionssimulationen.

Bei der numerischen Modellbildung muss generell ein Kompromiss aus Modellvereinfachungen, Rechnerkapazitäten und Ergebnisgenauigkeit getroffen werden. Im Falle des Niederdruckturbinenrotors wurde vor allem Wert auf die korrekte Kontaktmodellierung gelegt. Bei beschauelten Rotorscheiben stellt diese das entscheidende Kriterium für die Genauigkeit der Rechenmodelle dar. Speziell auch die in diesem Falle eingesetzte Hammerkopfverbindung reagiert sehr sensibel auf falsch angenommene Einspannbedingung. Dies hat z.B. zwar korrekt abgebildete Biegeschwingungen aber abweichende Torsionsschwingungen zur Folge. Außerdem wurde in einer breit angelegten numerischen Studie das Gesamtmodell mittels Submodellierungstechnik bis hin zu einem 1-Schaufelmodell reduziert. Dabei stellte sich die korrekte Abbildung der Scheibensteifigkeit als entscheidendes Kriterium heraus.

Zusammenfassend zur numerischen Studie kann festgehalten werden, dass das 1-Schaufelmodell für eine schnelle Abschätzung sehr gute Ergebnisse im Vergleich zur Realität lieferte. Das 5-Schaufelmodell erwies sich als genaueste Vereinfachung, da die Scheibensteifigkeit korrekt abgebildet werden konnte. Die 3-Schaufelmodelle zeigen größere Abweichungen innerhalb eines akzeptablen Bereiches und eignen sich daher für weiterführende Berechnungen bei begrenzten Rechnerressourcen.

Dennoch ist zur genauen Beschreibung der strukturdynamischen Eigenschaften die Modellierung des gesamten Rotors unumgänglich. Nur so können neben Schaufelschwingungen auch alle Moden der Scheibenschwingungen erfasst werden. Bei den Modellen mit vereinfachten Randbedingungen, sind diese auf bestimmte Moden beschränkt. Die Scheibenschwingungen äußern sich je nach Mode und Drehzahl in umlaufenden Moden, die durch den Nodal Diameter charakterisiert sind.

Die Rotorschwingungen wurden aufgrund ihres Auftretens im Frequenzbereich bis 10000Hz des jeweiligen Betriebspunktes ausgewertet. Dementsprechend erfolgten die numerischen Berechnungen und Auswertungen. Bereits an dieser Stelle wird auf den nicht zu vernachlässigbaren Einfluss der Rotorscheibe hingewiesen. Bei einer Aufteilung der Rotorschwingungen in Schaufel- und Scheibenmoden lassen sich nämlich im Bereich bis 10000Hz, 6 Schaufelmoden und 8 Scheibenmoden zuordnen.

Im Stillstand wurde der Rotor experimentell sowohl mit Impulshammer Versuchen als auch Shaker Versuchen modal charakterisiert. Die Anregung erfolgte dabei an allen Schaufeln und unterschiedlichen Schaufeloberflächenpositionen. Die Schwingungsantwort wurde mit einem Laservibrometer erfasst. Impulshammerversuche eignen sich aufgrund des einfachen Versuchsaufbaus zu einer schnellen experimentellen Erfassung und Analyse der modalen Eigenschaften. Für genaue Untersuchungen, z.B. hinsichtlich Mistuning, eignen sich die aufwendigeren Shaker Versuche aufgrund der konstanten Anregung. Detaillierte Untersuchungen zum Thema Mistuning des Rotors wurden vom Autor bereits publiziert [110].

Die experimentellen und numerischen Untersuchungen der modalen Eigenschaften dienten in weiterer Folge zur Kalibrierung eines 1-Wege FSI (Fluid-Structure-Interaction) Modells in dem experimentell gemessene Strömungsdaten als Randbedingung gesetzt wurden. Somit wurde eine Abschätzung der zu erwartenden Schaufelverformungen im Betrieb möglich und damit die Definition der technischen Spezifikation der Telemetrie. Gleichzeitig konnte das DMS (Dehnmessstreifen) Setup festgelegt werden, was für ein qualitativ hochwertiges Messergebnis sehr wichtig ist. Detaillierte Ergebnisse hierzu finden sich in den vom Autor veröffentlichten Publikationen [5, 6].

Auf Basis der umfangreichen Voruntersuchungen konnte das Sensortelemetriesystem erfolgreich am STTF-AAAI eingesetzt werden. Die experimentellen Schaufelschwingungsmessungen konnten ohne Probleme in beiden Betriebspunkten durchgeführt werden. Die Betriebsdrehzahl im Betriebspunkt 2 (ADP) wurde so angepasst, dass Messungen in einem Resonanzpunkt des Rotors realisiert werden konnten. Im Gegensatz zum stabileren Betriebspunkt 1 (Approach), der sich zur Evaluierung des Upstream Effects der TECs eignete. In diesem Betriebspunkt wurden ergänzende Strömungsmessungen mit einer 5-Lochsonde durchgeführt. In beiden Betriebspunkten wurden alle vier unterschiedlichen TECs (TEGV) untersucht. Für die detaillierte Datenauswertung der umfangreichen Messdaten ist in dieser Arbeit repräsentativ ein DMS ausgewertet worden.

In Betriebspunkt 1 dominieren die Schaufelschwingungen im Vergleich zu den Scheibenschwingungen. Diese stehen im Verhältnis von rund 75%:25%. Die Scheibenschwingungen müssen daher unbedingt berücksichtigt werden, da diese je nach Mode große Amplituden annehmen können. Dies ist eine der Hauptkenntnisse, die während dieser Arbeit gewonnen wurden. Beim Vergleich der gemessenen Spektren der Schaufelschwingungen unterschiedlicher TEC Konfigurationen, werden selbstverständlich unterschiedliche Moden mehr oder weniger angeregt. Durch die variierende Schaufelzahl ergibt sich eine Vielzahl an Interaktionsmoden die zu Schwingungsanregungen führen können. Die Anregungsfrequenzen sind das Resultat der Schaufelzahlverhältnisse von IGV (Inlet Guide Vane), Stator, Rotor und TEGV. Zum besseren Verständnis des Gesamtsystems wurden die Interaktionsmoden resultierend von IGV und Stator als Downstream Moden und Interaktionsmoden resultierend vom jeweiligen TEC als Upstream Moden definiert. Die stärkste Anregung passiert demnach wenn der gleiche Mode, Downstream als auch Upstream, eine Eigenfrequenz des beschauften Rotors trifft. In jedem Fall müssen alle beteiligten Baugruppen berücksichtigt werden. Die Stator-Rotor Interaktion ist aufgrund des geringen axialen Abstandes zwischen Leit- und Laufrad die stärkste und spielt in weiterer Folge auch in der Akustik eine wichtige Rolle.

Die Schwingungsanregung Downstream konnte in weiterer Folge erfolgreich nachgewiesen und evaluiert werden. Ebenfalls konnte die Upstream Wirkung der TECs deutlich messtechnisch nachgewiesen und miteinander verglichen werden.

Das StandardTEC ist besonders durch die breitbandige Anregung des Rotors charakterisiert, wodurch die Gesamtenergie stärker auf mehrere Moden verteilt wird. Das LeanTEC mit der identen Schaufelzahl zeigt durch das Lean Design und der damit verringerten Interaktionsintensität günstigere Eigenschaften und somit ein niedrigeres Schwingungsamplitudenniveau. Das HTEC und im speziellen das Inverse-Cut-Off TEC, beide mit höheren Schaufelzahlen, zeigen eine sehr starke Rückwirkung in Bezug auf die Schwingungsanregung und ungünstigere Verhältnisse mit erhöhtem Schwingungsniveau. Durch das Inverse-Cut-Off TEC werden in diesem Betriebspunkt ausschließlich Schaufelmoden angeregt. Da die Schaufelschwingungen in diesem Betriebspunkt wie erwähnt dominieren, kommt es zu einem erhöhten Amplitudenlevel im Vergleich zum StandardTEC. Generell lässt sich eine Tendenz steigender Schwingungsamplituden mit der TEGV Schaufelzahl bemerken.

Dies kann auch mit einem unterschiedlichen Aufstauereffekt der TEGV in Verbindung stehen. Die 5-Lochsonden Messungen in Betriebspunkt 1 bestätigen diese Aussagen. Bei gleichem Betriebspunkt, abgeglichen durch den Zuströmungswinkel zum TEC, den Totaldruckverhältnissen sowie den reduzierten Größen, zeigt das Inverse-Cut-Off TEC den größten Aufstauereffekt. Bei höherer Schaufelzahl reduziert sich der Strömungsquerschnitt. Bei konstantem reduziertem Massenstrom ergeben sich aus Überlegungen der Kontinuität, höhere Strömungsgeschwindigkeiten und ein steigender Totaldruck welcher in Ebene C messtechnisch erfassbar ist. Ein größerer Aufstauereffekt hat eine stärkere Rückwirkung auf den Rotor, was sich in einer stärkeren Schwingungsanregung äußern kann. Dies zeigen die experimentellen Schaufelschwingungsmessungen deutlich.

Die Rotordrehzahl bei Betriebspunkt 2 wurde angepasst, um eine Anregung in einem Resonanzpunkt und Messungen im Betrieb zu realisieren. Scheibenmode 9 wird dabei vom Stator (EO96) Downstream angeregt. Damit erfolgt dies unabhängig vom jeweiligen TEC was wiederum eine Untersuchung hinsichtlich des Einflusses der TEC Rückwirkung möglich machte.

Die Anregung im Betriebspunkt des Scheibenmodes war sehr stark, sodass die Rotordynamik des gesamten Rotorstranges beeinflusst und instabil wurde. Für den kurzen Zeitraum der Messungen konnte diese gehalten werden, zeitlich aufwendigere Strömungsmessungen waren unmöglich. Somit war der Beweis der starken Downstream Anregung bereits erfolgreich erfüllt.

Die Schaufelschwingungsmessungen mit den vier unterschiedlichen TECs zeigte fortfolgend ein ähnliches Bild wie in Betriebspunkt 1. Das LeanTEC zeigte erneut, im Vergleich zum StandardTEC, günstigere Eigenschaften im Hinblick auf das Schwingungsamplitudenniveau. HTEC und vor allem das Inverse-Cut-Off TEC zeigten eine sehr starke Rückwirkung. Zur gleichen Aussage gelangt man unabhängig der Scheibenschwingung bei der Beurteilung der Schaufelschwingungen.

Im Betriebspunkt 2 dominieren im Gegensatz zu Betriebspunkt 1 die Scheibenschwingungen im Verhältnis von bis zu 80%:20% zu den Schaufelschwingungen. Der große Einfluss der Scheibenschwingungen kann, je nach Betriebspunkt, sogar Überhand nehmen und ist direkt mit den Schaufelschwingungen gekoppelt. Eine Torsionsschwingung zum Beispiel der Scheibe hat eine Biegeschwingung der Schaufel zu Folge, die dann mit dem DMS erfasst wird. Wie erwähnt wird aber nicht nur der Scheibenmode 9 direkt in seiner Resonanz angeregt, zusätzlich ergibt sich eine Anregung des Nodal Diameter wie numerische Analysen zeigen.

Wiederum erfolgt durch das Inverse-Cut-Off TEC eine gleichzeitige Anregung des Scheibenmodes 9 Upstream (EO98) zusätzlich zur Statoranregung Downstream (EO96). Damit ergeben sich die ungünstigsten Verhältnisse für die Schwingungsanregung des Rotors und die Amplituden zeigen eine Überhöhung von bis zu 160% im Vergleich zu den anderen TECs.

Die experimentellen Messergebnisse bestätigen erfolgreich die analytischen und numerischen Überlegungen hinsichtlich der Schwingungsanregung im Campbell Diagramm. Die Ursachen können größtenteils auf Schaufelreiheninteraktionen zurückgeführt werden. Aus den gefundenen Ergebnissen lässt sich unabhängig vom Betriebspunkt ein Trend des Schaufelschwingungsniveaus in Bezug auf die Schaufelzahlen der TECs erkennen. Mit Ursache dürfte neben den unterschiedlichen Interaktionsmoden ein veränderlicher Staueffekt sein, der direkt mit der aerodynamischen Auslegung der TEGV gekoppelt ist.

Die vorliegende Arbeit schließt eine große Lücke in der Literatur durch die experimentelle Schaufelschwingungsmessung in einem rotierenden System unter triebwerksrelevanten Bedingungen. Außerdem kann der Einfluss benachbarter Schaufelreihen, unabhängig davon ob stromauf- oder stromabwärts liegend, erfolgreich herausgearbeitet und deutlich gezeigt werden.

Aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems sind für die Forschung in diesem Bereich weiterhin keine Grenzen gesetzt. Ein nächster Schritt wäre in diesem Fall wahrscheinlich die Erweiterung des Sensortelemetriensystems um Druckaufnehmer an der Schaufeloberfläche. So könnte die Bewegungsgleichung vervollständigt werden und die aeroelastische Beurteilung, neben den Strömungsmessungen in der Ebene, verfeinert werden. Ebenso stellt der Einfluss bzw. die Optimierung der Scheibeneigenschaften einen direkten Anknüpfungspunkt auf Basis dieser Arbeit dar, um die Schaufelschwingungen stärker zu entkoppeln.

Im Bereich der numerischen Untersuchungen werden 2-Wege FSI die nächsten Jahre durch größer werdende Rechnerkapazitäten immer stärkere Anwendung finden. Hierfür bildet die vorliegende Arbeit eine hervorragende Datenbasis und unterstützt die Entwicklung zukünftiger innovativer Konzepte und Rechenmodelle.

9 Publikationen

9.1 Journal Publikationen

2015

F. Schoenleitner, L. Traussnig, A. Marn und F. Heitmeir, “*Detection of blade mistuning in a low pressure turbine rotor resulting from manufacturing tolerances and differences in blade mounting*”, Journal of Mechanics Engineering and Automation, Vol. 5, pp. 297-308, Mai 2015

A. Marn, D. Broszat, T. Selic, **F. Schoenleitner** und F. Heitmeir, “*Comparison of the Aerodynamics of Acoustically Designed EGVs and a State-of-the-Art EGV*”; Journal of Turbomachinery, Vol.137, April 2015

2014

T. Selic, A. Marn, **F. Schoenleitner**, D. Broszat, M. Hoeger und F. Heitmeir, “*Comparison of a State of the Art and a High Stage Loading Rotor*”, Journal of Mechanics Engineering and Automation, Vol. 4, November 2014

2013

B. Schlegl, **F. Schoenleitner**, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, “*Determination of the Orthotropic Material Behavior of Stator Bars and the Material Characteristics of the Space Brackets*”, Journal of Energy and Power Engineering, pp. 1352-1361, 2013

9.2 Konferenzbeiträge

2016

F. Schoenleitner, T. Selic, C. Schitter, F. Heitmeir und A. Marn, “*Experimental Investigation of the Upstream Effect of different Low Pressure Turbine Exit Guide Vane Designs on Rotor Blade Vibrations*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2016-56067, 2016, Seoul, Südkorea

A. Marn, **F. Schoenleitner**, M. Mayr, T. Selic und F. Heitmeir, “*On the Effect of Axial Spacing between Rotor and Stator onto the Blade Vibration of a Low Pressure Turbine Stage at Engine Relevant Operating Conditions*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2016-56069, 2016, Seoul, Südkorea

A. Marn, **F. Schoenleitner**, J. Peterleithner, J. Woisetschläger und F. Heitmeir, “*Introduction of a Project-Based-Course in Turbine Stage Design for Undergraduate Students at Graz University of Technology*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2016-56071, 2016, Seoul, Südkorea

2015

F. Schoenleitner, L. Traussnig, F. Heitmeir und A. Marn, “*Modal Characterization, Strain Gauge Setup and 1-Way FSI of a Low Pressure Turbine Rotor Blading*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2015-42717, 2015, Montreal, Kanada

F. Schoenleitner, L. Traussnig, A. Marn und F. Heitmeir, “*Detection of blade mistuning in a low pressure turbine rotor resulting from manufacturing tolerances and differences in blade mounting*“, SIRM 2015 – 11. Internationale Konferenz Schwingungen in rotierenden Maschinen, Paper ID-54, Februar 2015, Magdeburg, Deutschland

T. Selic, A. Marn, **F. Schoenleitner**, D. Broszat, M. Hoeger und F. Heitmeir, “*Comparison of an Acoustically Optimised and an Aerodynamically Optimised Exit Guide Vane*“, 11th European Conference of Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, March 2015, Madrid, Spanien

D. Broszat, A. Marn, M. Hoeger, T. Selic, **F. Schoenleitner** und F. Heitmeir, “*Acoustic Comparison of Different Turbine Exit Guide Vane Designs – Part 1: Design Philosophy and Numerical Predictions*“, 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2015, Dallas, USA

A. Marn, T. Selic, **F. Schoenleitner**, S. Zerobin, D. Broszat, M. Hoeger und F. Heitmeir, “*Acoustic Comparison of Different Turbine Exit Guide Vane Designs – Part 2: Experimental Analysis*“, 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2015, Dallas, USA

2014

F. Schoenleitner, H. Koch, T. Selic, M. Hoeger und A. Marn, “*Comparison of the experimental results between a 2D EGV cascade test and a rig test under engine representative conditions*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2014-26915, 2014, Düsseldorf, Deutschland

T. Selic, D. Lengani, D. Broszat, **F. Schoenleitner** und A. Marn, “*Comparison of a State of the Art and a High Stage Loading Rotor*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2014-26895, 2014, Düsseldorf, Deutschland

A. Marn, D. Broszat, T. Selic, **F. Schoenleitner** und F. Heitmeir, “*Comparison of the Aerodynamics of Acoustically Designed EGVs and a State-of-the-Art EGV*“, Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2014-26090, 2014, Düsseldorf, Deutschland

2012

B. Schlegl, **F. Schoenleitner**, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, “*Analytical determination of the orthotropic Material Behavior of Stator Bars in the Range of the End Windings*“, IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives, 2012, Bristol, Großbritannien

B. Schlegl, **F. Schoenleitner**, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, “*Analytical determination of the orthotropic Material Behavior of Stator Bars in the Range of the End Windings and determination of the Material Characteristics of the orthotropic Composite Space Brackets via Experimental Modal Analysis and FE-Calculation*“, ICEM International Conference on Electrical Machines, 2012, Marseille, Frankreich

Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, *"Forschung und Innovation im Luftfahrtsektor: Chancen nützen auf internationalen Märkten,"* Die FTI-Strategie für den österreichischen Luftfahrtsektor 2020plus, 2016, Startworkshop der TAKE OFF Ausschreibung 2014
- [2] AirInsight, A Commercial Aviation Consultancy, *"Comparing the new technology Narrow-body engines: GTF vs LEAP maintenance costs,"* [Online], URL: <http://airinsight.com/2011/11/09/comparing-the-new-technology-narrow-body-engines-gtf-vs-leap-maintenance-costs/#.U98nYLE09No>, Zugriff am 17.05.2016
- [3] *GP7200 Engine,* [Online], URL: http://www.pw.utc.com/GP7200_Engine, Zugriff am 17.02.2016
- [4] *"PW1000G Engine,"* [Online], URL: <http://theflyingengineer.com/flightdeck/pw1100g-gtf/>, Zugriff am 25.02.2016
- [5] F. Schoenleitner, L. Traussnig, A. Marn, F. Heitmeir, *"Modal Characterization, Strain Gauge Setup and I-Way FSI of a Low Pressure Turbine Rotor Blading,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-42717, Montreal, Kanada
- [6] F. Schoenleitner, T. Selic, L. Traussnig, F. Heitmeir, A. Marn, *"Experimental Blade Vibration Measurements on Rotating Turbomachinery,"* 20th Blade Mechanics Seminar, 2015, Winterthur, Schweiz
- [7] M. Mayorca, *"Numerical Methods for Turbomachinery Aeromechanical Predictions,"* Doctoral Thesis, 2011, Department of Energy Technology, Royal Institut of Technology, Stockholm, Schweden
- [8] V. Carsten und J. Belz, *"Numerical Investigations of Nonlinear Fluid-Structure Interaction in Vibrating Compressor Blades,"* ASME Journal of Turbomachinery, vol. 123, pp. 402 – 408, April 2001
- [9] H. Im und G. Zha, *"Effects of Rotor Tip Clearance on Tip Clearance Flow Potentially Leading to NSV in an Axial Compressor,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2012, ASME Paper GT2012-68148, Kopenhagen, Dänemark
- [10] K. Willcox, J. Peraire and J. Paduano, *"Application of Model Order Reduction to Compressor Aeroelastic Models,"* Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 124, pp. 332 – 339, April 2002
- [11] H. Schönenborn, U. Retze, G. Ziller, and P. Waniczek, *"Experimental and Analytical Mistuning Analysis of a Blisk at Lab Conditions and under Rig Conditions Using Tip timing,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2010, ASME Paper GT2010-22447, Glasgow, Schottland
- [12] B. Beirow und A. Kühhorn, *"Schwingungsverhalten integraler Hochdruckverdichterlaufräder unter Berücksichtigung von Fluid-Struktur-Wechselwirkungen und Mistuning,"* Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 2012, Dokument ID: 281219, Berlin, Deutschland
- [13] T. Klauke, *"Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung,"* Dissertation, 2007, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Deutschland
- [14] M. Zielinski and G. Ziller, *"Noncontact Blade Vibration Measurement System for Aero Engine Application,"* Proceedings of ISABE, 2005, Paper ISABE-2005-1220
- [15] V. Kharyton and R. Bladh, *"Using tip timing and strain gauge data for the estimation of consumed life in a compressor blisk subjected to stall-induced loading,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2014, ASME Paper GT2014-27251
- [16] F. Holzinger, F. Wartzek, M. Nestle, H.-P. Schiffer and S. Leichtfuß, *"Self-excited Blade Vibration Experimentally investigated in Transonic Compressors – Acoustic Resonance,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-43618
- [17] F. Holzinger, F. Wartzek, M. Nestle, H.-P. Schiffer and S. Leichtfuß, *"Self-excited Blade Vibration Experimentally investigated in Transonic Compressors – Rotating Instabilities and Flutter,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-43628
- [18] V. A. Chenaux and B. Grüber, *"Aeroelastic Investigation of an Annular Transonic Compressor Cascade: Numerical Sensitivity Study for Validation Purposes,"* Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-43297

- [19] V. A. Chenaux and A. Zanker, "Aeroelastic Investigation of an Annular Transonic Compressor Cascade: Experimental Results," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-43313
- [20] F. Moyroud, G. Jacquet-Richardet und T. H. Fransson, "Aeroelastic Investigation of an Annular Transonic Compressor Cascade: Experimental Results," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2015, ASME Paper GT2015-43313
- [21] R. Corral, J. M. Gallardo und C. Vasco, "Aeroelastic Stability of Welded-in-Pair Low Pressure Turbine Rotor Blades: A Comparative Study Using Linear Methods," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. nr. 129, pp. 72-82, January 2007
- [22] P. Cinnella, P. De Palma, G. Pascazio und M. Napolitano, "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pp. 310-315, April 2004
- [23] J. Panovsky und R. Kielb, "A Design Method to Prevent Low Pressure Turbine Blade Flutter," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, pp. 89-98, January 2000
- [24] R. Kielb, J. Barter, O. Chernychheva und T. Fransson, "Flutter of Low Pressure Turbine Blades with Cyclic Symmetric Modes: A Preliminary Design Method," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pp. 306-309, April 2004
- [25] R. Antona, J. Gallardo, R. Corral und C. Martel, "Effect of Structural Coupling on the Flutter Onset of a Sector of Low Pressure Turbine Vanes," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2010, ASME Paper GT2010-23037
- [26] D. Micallef, D. Witteck, A. Wiedermann, D. Kluß und R. Mailach, "Three-Dimensional Viscous Flutter Analyses of a Turbine Cascade in Subsonic and Transonic Flows," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2012, ASME Paper GT2012-68396
- [27] T. Chen, K. Patel und P. Millington, "Combined Effects of Both Axial Gap and Blade Count Ratio on the Unsteady Forces of a Steam Turbine Stage," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2012, ASME Paper GT2012-68874
- [28] R. Rzadkowski und M. Drewczynski, "Force Vibration of Several Bladed Discs on the Shaft," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2006, ASME Paper GT2006-90158
- [29] D. Whitehead, "Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes," Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 8, no. 1, pp. 15-21, 1996
- [30] D. Whitehead, "The Maximum Factor by which Forced Vibration of Blades can Increase due to Mistuning," Journal of Turbomachinery, vol. 120, no. 1, pp. 115-119, 1998
- [31] D. Ewins, "The Effect of Detuning Upon the Forced Vibrations of Bladed Disks," Journal of Sound and Vibration, Vol. 9, pp. 65-79, 1969
- [32] H. Irretier, "Spectral Analysis of Mistuned Blades Disk Assemblies by Component Mode Synthesis," Vibrations of Bladed Disk Assemblies, pp. 115-125, 1983
- [33] J. Bleeg, M.-T. Yang, und J. Eley, "Aeroelastic Analysis of Rotors with Flexible Disks and Alternate Blade Mistuning," ASME Journal of Turbomachinery, vol. 131, pp. 1-9, 2009
- [34] C. Siewert und H. Stüer, "Forced Response Analysis of Mistuned Turbine Blading," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2010, ASME Paper GT2010-23782, Glasgow, Schottland
- [35] C. Martel, R. Corral und J. Llorens, "Stability Increase of Aerodynamically Unstable Rotors Using Intentional Mistuning," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2006, ASME Paper GT2006-90407, Barcelona, Spanien
- [36] D. Ewins, "The Mistuned Blade Vibration Problem Re-Visited," Proceedings of the 12th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, pp. 323-324, October 2009
- [37] D. Ewins, "The Effect of Blade Mistuning on Vibration Response - a Survey," IFToMM Conference on Theory of Machines and Mechanisms, 1991
- [38] M. Castanier and C. Pierre, "Modeling and Analysis of Mistuned Bladed Disk Status and Emerging Directions," Journal of Propulsion and Power, vol. 22, no. 2, pp. 384-396, 2006
- [39] Y.J. Chan, "Variability of Blade Vibration in Mistuned Bladed Discs," PhD Thesis, Imperial College, October 2009
- [40] D. Feiner and J. Griffin, "A Fundamental Model of Mistuning for a Single Family of Modes," Journal of Turbomachinery, vol. 124, no. 4, pp. 597-605, 2002
- [41] D. Feiner and J. Griffin, "Mistuning Identification of Bladed Disks Using Fundamental Mistuning Model, Part I: Theory," Journal of Turbomachinery, vol. 126, pp. 150-158, January 2004

- [42] D. Feiner and J. Griffin, "Mistuning Identification of Bladed Disks Using Fundamental Mistuning Model, Part 2: Application," *Journal of Turbomachinery*, vol. 126, pp. 159-165, January 2004
- [43] M. Allara, S. Filippi und M. Gola, "An Experimental Method for the Measurement of Blade-Root Damping," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2006, ASME Paper GT2006-90774
- [44] E. Petrov und D. Ewins, "Advanced Modelling of Underplatform Friction Dampers for Analysis of Bladed Disc Vibration," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2006, ASME Paper GT2006-90146
- [45] K.-H. Koh und J. Griffin, "Dynamic Behavior of Spherical Friction Dampers and its Implication to Damper Contact Stiffness," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2006, ASME Paper GT2006-90102
- [46] J. Laborenz, M. Krack, L. Panning, J. Wallaschek, M. Denk und P. A. Masserey, "Eddy Current Damper for Turbine Blading: Electromagnetic Finite Element Analysis and Measurement Results," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, pp. 1-8, April 2012
- [47] E. Petrov und D. Ewins, "Analysis of the Worst Mistuning Patterns in Bladed Disk Assemblies," *Journal of Turbomachinery*, vol. 125, pp. 623-631, 2003
- [48] E. Petrov, "A Method for Forced Response Analysis of Mistuned Bladed Disk with Aerodynamic Effects included," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2009, ASME Paper GT2009-59634
- [49] D. Bell and L. He, "Three-Dimensional Unsteady Flow for an Oscillating Turbine Blade and the Influence of Tip Leakage," *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 122, pp. 93 – 101, January 2000
- [50] X. Huang, L. He and D. Bell, "An Experimental Investigation Into Turbine Flutter Characteristics at Different Tip-Clearances," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2006, ASME Paper GT2006-905415
- [51] B. Urban, H. Stetter and N. Vortmeyer, "Experimental Investigation of Shock-Induced Blade Oscillation at an Elastically Suspended Turbine Cascade in Transonic Flow," in 2000-GT-378, Munich, 2000
- [52] M. Nowinski and J. Panovsky, "Flutter Mechanism in Low Pressure Turbine Blades," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 122, pp. 82-88, January 2000
- [53] D. M. Vogt and T. H. Fransson, "Experimental Investigation of Mode Shape Sensivity of an Oscillating Low Pressure Turbine Cascade at Design and Off-Design Conditions," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 129, pp. 530-541, April 2004
- [54] N. Glodic, D. Vogt und T. Fransson, "Experimental and Numerical Investigation of Mistuned Aerodynamic Influence Coefficients in an Oscillating LPT Cascade," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2009, ASME Paper GT2011-46283
- [55] D. M. Vogt und T. H. Fransson, "Experimental Investigation of Mode Shape Sensivity of an Oscillating LPT Cascade at Design and Off-Design Conditions," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2006, ASME Paper GT2006-91196
- [56] J.J. Kielb and R.S. Abhari, "Experimental Study of Aerodynamic and Structural Damping in a Full-Scale Rotating Turbine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2003, Vol. 1025, pp. 102 -112, January 2003
- [57] H. Hennings und R. Elliot, "Forced Response Experiments in a High Pressure Turbine Stage," *Proceedings of the ASME TurboExpo*, 2002, ASME Paper 2002-GT-30453
- [58] A. Srinivasan, "Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, pp. 741 -775, October 1997
- [59] W.L. Murray and N.L. Key, "Experimental Investigation of a Forced-Response Condition in a Multistage Compressor," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 31, no. 5, pp. 1320 - 1329, October 2015
- [60] Online Ausgabe Flugrevue, "BSSM: Neues Messverfahren für Turbinen und Verdichter: Alternative für komplexe Triebwerkstests," URL: <http://www.flugrevue.de/flugzeugbau/triebwerke/bssm-neues-messverfahren-fuer-triebwerkstests/550286>, Zugriff am 17.05.2016
- [61] E. Petrov, L. Di Mare, H. Hennings, R. Elliot, "Forced Response Disks in Gas Flow: A Comparative Study of Predictions and Full-Scale Experimental Results," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 132, pp. 052504-1 – 052504-10, May 2010

- [62] T. Selic, "Experimental Investigation of the Aerodynamics and Acoustics of Exit Guide Vanes for Future Aircraft Engines," Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Österreich, 2016
- [63] Aeroelasticity in turbomachines, "Introduction to Aeroelasticity," [Online], URL: <http://gtt.epfl.ch/page-63561-fr.html>, Zugriff am 04.04.2016
- [64] D. Vogt, "Sensitivity of Aerodynamic Damping Values Determined from Unsteady Blade Surface Pressure Measurements," Vortrag Blade Mechanics Seminar, 2013, Winterthur, Schweiz
- [65] Aircraft Design, "Lecture 10: Aeroelasticity," [Online], URL: <http://www.ltas-cm3.ulg.ac.be/AERO0023-1/ConceptionAeroAeroelasticite.pdf>, Zugriff am 28.10.2014
- [66] J. M. Tyler und T. G. Sofrin, "Axial Flow Compressor," SAE Trans., Vol. 70, pp. 309-332, 1962
- [67] C. Faustmann, "Aerodynamische Optimierung umlenkender Turbinenübergangskanäle und deren Einfluss auf die Schallentstehung," Dissertation, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Österreich, 2014
- [68] D. L. Sutliff, "Rotating rake turbofan duct mode measurement system," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 118, No. 3, pp. 1864, 2005
- [69] H. Irretier, "Zum Einfluss des Schwingungsverhaltens eines scheibenförmigen Tragkörpers auf die Eigenfrequenzen der Schaufeln thermischer Turbomaschinen," Ingenieur-Archiv Nr. 50, S. 85-102, Springer Verlag, 1981
- [70] M. Imregun, "Structural and Aeroelastic Vibration Analysis of Bladed Systems," PhD Thesis, Imperial College, Mechanical Engineering Department, London, 1983
- [71] Aeroelasticity in Axial Flow Turbomachines, "Basics of Blade and Disk Vibration," Lecture Slides, M. Imregun, Karman Institute, [Online], URL: <http://www.energy.kth.se/compedu/webcompedu/WebHelp/media%5Cslides%5CS5B3C4.pdf>, Zugriff am 24.05.2016
- [72] Vibration Theory, [Online], URL: <http://signalysis.com/company/signalysis-at-work/vibration-theory>, Zugriff am 12.07.2016
- [73] S. J. Wildheim, "Dynamics of Circumferentially Periodic Structures," PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Linköping University, Schweden, 1981
- [74] W. Campbell, "Protection of Steam Turbine Disk Whells from Axial Vibration," Transactions of ASME, pp. 31-160
- [75] M. P. Singh und J. J. Vargo, "Reliability Evaluation of Shrouded Blading Using the SAFE Interference Diagram," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 111, pp. 601-609, 1989
- [76] F. Schoenleitner, T. Selic, C. Schitter, F. Heitmeir, A. Marn, "Experimental Investigation of the Upstream Effect of Different Low Pressure Turbine Exit Guide Vane Designs on Rotor Blade Vibration," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2016, ASME Paper GT2016-56067, Seoul, Südkorea
- [77] M. P. Singh, "History of Evolution, Progress and Application of SAFE Diagram for Tuned and Mistuned Systems," Proceedings of the Forty-Second Turbomachinery Symposium, Houston, Texas, 2013
- [78] S. J. Wildheim, "Excitation of Rotationally Periodic Structures," Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 46, pp. 878-882, 1979
- [79] H. Irretier, "Experimentelle Modalanalyse – Teil I: Kapitel 1 bis 4," Institut für Mechanik, Universität Kassel, 4. Auflage, 2004
- [80] H. Irretier, "Experimentelle Modalanalyse – Teil II: Kapitel 5 bis 6," Institut für Mechanik, Universität Kassel, 4. Auflage, 2004
- [81] F. Schönleitner, "Faserverbundwerkstoffe in Wickelköpfen," Diplomarbeit, Institut für Leichtbau, Technische Universität Graz, 2010
- [82] L. Traussnig, "Charakterisierung der modalen Eigenschaften einer Niederdruckturbinenbeschaufelung," Diplomarbeit, Technische Universität München, 2014
- [83] H. P. Pirker, H. Jericha und G. Zhuber-Okrog, "Auslegung und Betriebsverhalten einer Verdichteranlage für die Luftversorgung wissenschaftlicher Versuchseinrichtungen," VDI Berichte, Vol. 1208, pp. 331-347
- [84] A. Marn, T. Selic, F. Schoenleitner, D. Broszat and F. Heitmeir, "Comparison of the Aerodynamics of Acoustically Designed EGVS and a State-of-the-Art EGV," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2014, ASME Paper GT2014-26090

- [85] T. Selic, D. Lengani, F. Schoenleitner, A. Marn, D. Broszat und F. Heitmeir, "Comparison of a State of the Art and a High Stage Loading Rotor," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2014, ASME Paper GT2014-26895
- [86] T. Selic, D. Lengani, F. A. Marn und F. Heitmeir, "Aerodynamic Effects of an unshrouded low pressure turbine on a low aspect ration exit guide vane," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2012, ASME Paper GT2012-68981
- [87] Moser, M., Kahl, G., Kulhanek, G., und Heitmeir, F., "Construction of a subsonic test turbine facility for experimental investigations of sound generation and propagation for low pressure turbines", 2007, ISABE conference Beijing, Paper ID: ISABE-2007-1366.
- [88] A. Marn, T. Selic, F. Schönleitner, S. Bauinger, S. Zerobin und F. Heitmeir, "Comparison of the Fraction of the Sound Power Level due to Rotor-TEC-Interaction with the Overall Sound Power Level for Different Turbine Exit Guide Vane Designs," 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Lyon, Frankreich, 2016
- [89] T. Selic, D. Lengani, F. Schoenleitner, A. Marn, D. Broszat und F. Heitmeir, "Comparison of a State of the Art and a High Stage Loading Rotor," Journal of Mechanics Engineering and Automation, Vol. 4, No. 11, 2014
- [90] W. Bräunling, "Flugzeugtriebwerke," Berlin: Springer, 2009, ISBN: 978-3-540-76370-3
- [91] D. Broszat, F. Kennephol, U. Tapken, M. Moser und F. Heitmeir, "Validation of an Acoustically 3D-designed Turbine Exit Guide Vane," 16th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2010
- [92] D. Broszat, T. Selic und A. Marn, "Verification of the Inverse-Cut-Off Effect in a Turbomachinery Stage – Part 1 – Numerical Results," 18th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2012
- [93] H. Koch, D. Kozulovic und M. Hoeger, "Outlet Guide Vane Airfoil for Low Pressure Turbine Configurations," 18th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2012
- [94] W. Wuest, "Strömungsmesstechnik," Vieweg Verlag, ISBN: 978-3528035105, Braunschweig, Deutschland, 1969
- [95] A. Bacvic, "Massenstrommessung und Sondentraversierung an einem Turbinenstufen-Akustikprüfstand," Diplomarbeit, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, 2008
- [96] Homepage IST, RWTH Aachen, URL: <http://www.ist.rwth-aachen.de/typo3/index.php?id=378>, Zugriff am 20.03.2014
- [97] T. Selic, F. Schönleitner und A. Marn, "Measurement Report HiSpeeT," Abschlussbericht HiSpeeT, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, 2015
- [98] T. Arnold, "Kalibrierbericht 5-Loch Sonde," RWTH Aachen, 2008
- [99] A. Marn, "On the Aerodynamics of Aggressive Intermediate Turbine Ducts for Competitive and Environmental Friendly Jet Engines," Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Österreich, 2008
- [100] N. A. Cumpsty und J. H. Horlock, "Averaging Non-Uniform Flow for a Purpose," Proceedings of the ASME TurboExpo, 2005, ASME Paper GT2005-68081
- [101] M. Moser, "Untersuchung der Schallemissionen von Flugtriebwerks – Niederdruckturbinen in einem neuen Turbinenakustikprüfstand," Dissertation, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Österreich, 2009
- [102] K. Hoffmann, "Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen," Schulungsband HBM, ASIN: B001ALAP1W, Pfungstadt, Deutschland, 1987
- [103] "Anschluss von DMS," DMS Seminar, Grundlagen der DMS-Installation und DMS-Messtechnik, Schulungsunterlagen, Wien, 2013
- [104] Homepage Manner Sensortelemetrie, URL: <http://www.sensortelemetrie.de/startseite.html>, Zugriff am 05.03.2016
- [105] M. Bär, "Bedienungsanleitung Telemetriesystem, 20-Kanal (12xDMS / 8xTC)," 2014
- [106] J. Szwedowicz, S. M. Senn, R.S. Abhari, "Optimum Strain Gage Application to Bladed Assemblies," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, pp. 606-613, October 2002

- [107] M. D. Sensmeier and K. L. Nichol, "Minimizing Vibratory Strain Measurement Error," Proceedings of the 1998 International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, 1998, 98-GT-257, Stockholm
- [108] M. D. Sensmeier and K. L. Nichol, "Optimum Placement of Sensors for Vibration Measurements on Turbine Engine Blades," American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998, AIAA-98-1849, Tennessee
- [109] EU Projekt VITAL, URL: <http://www.2020-horizon.com/VITAL-EnVironmenTALly-Friendly-Aero-Engine%28VITAL%29-s361.html>, Zugriff am 24.05.2016
- [110] F. Schoenleitner, L. Traussnig, A. Marn und F. Heitmeir, "Detection of Blade Mistuning in a Low Pressure Turbine Rotor resulting from Manufacturing Tolerances and Differences in Blade Mounting," SIRM 2015, 11th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Magdeburg, Deutschland, Paper ID-54, 2015
- [111] M. Justl, "Numerische Charakterisierung sowie aeroelastische Untersuchung einer Niederdruckturbinenbeschaufelung," Diplomarbeit, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, 2015
- [112] C. Schitter, "Numerische Charakterisierung der modalen Eigenschaften eines Niederdruckturbinenrotors," Bachelorarbeit, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, 2015
- [113] S. Harrison, "The Influence of Blade Lean on Turbine Losses," Transactions of ASME, 90-GT-55
- [114] P. J. Walker, "Blade Lean in Axial Turbines: Model Turbine Measurements and Simulation by a novel numerical Method," Phd Thesis, Department of Engineering, University of Cambridge, 1987
- [115] J. D. Denton und L. Xu, "The exploitation of three-dimensional flow in Turbomachinery design," Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Ent. Sci., Vol. 2013, No. 2, pp. 125-137, 1998
- [116] G. Morphis and J. P. Bindon, "The performance of a low speed one and a half stage axial turbine with varying rotor tip clearance and tip gab geometry," Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Paper 94-GT-481, 1994
- [117] J. Szwedowicz, "Blade Design for Damping," Keynote Presentation, 19th Blade Mechanics Seminar, 2014, Winterthur, Schweiz

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Emissionsreduktion - Flightpath 2050 [1].....	1
Abbildung 2: Triebwerksarchitektur; Getriebefan vs. konventionelles Triebwerk [2].....	2
Abbildung 3: Niederdruckturbinendesign; Konventionelles Design (GP7200 links [3]) und Getriebefan (PW1000G rechts [4])	3
Abbildung 4: Workflow - Experimentelle Schaufelschwingungsmessung	5
Abbildung 5: Collar Triangle [63].....	14
Abbildung 6: Strömungserregte Schwingungen.....	14
Abbildung 7: Einmassenschwinger	15
Abbildung 8: Elastisch aufgehängtes starres Schaufelprofil	16
Abbildung 9: Aeroelastisches Kräftegleichgewicht in der komplexen Ebene [64]	17
Abbildung 10: Flutter Experiment F16, Universität Lüttich [65].....	18
Abbildung 11: Wöhlerdiagramm [117]	19
Abbildung 12: Ursachen und Mechanismen für Forced Response [7]	20
Abbildung 13: Schematische Darstellung der Niederdruckturbinenstufe im Mittelschnitt	22
Abbildung 14: Schematische Darstellung der Stator-Rotor Interaktion von Sutliff [68]	24
Abbildung 15: Collar Dreieck - Strukturdynamik.....	26
Abbildung 16: Schaufeleinspannung [71]	27
Abbildung 17: Eigenformen des Kontinuumsschwingers [72]	27
Abbildung 18: Eigenformen – Niederdruckturbinenschaufel [5, 6]	28
Abbildung 19: Scheibenschwingung – Klassifizierung [71]	29
Abbildung 20: Rotierende ebene Scheibe [73].....	29
Abbildung 21: Definition Wellenlänge [73].....	30
Abbildung 22: Travelling Wave – Punktanregung [73]	30
Abbildung 23: Nodal Diameter – Schematisch	31
Abbildung 24: Campbell Diagramm - HSL Beschau felung nach Schönleitner et al. [76]	32
Abbildung 25: Campbell und Interferenz Diagramm – Ebenen [77]	33
Abbildung 26: ZZENF Diagramm nach Wildheim [78]	33
Abbildung 27: Beispiel eines Interferenzdiagrammes einer harmonischen Anregungskraft ω_F	35
Abbildung 28: Schnittdarstellung des subsonischen Ein-Wellen Prüfstandes STTF-AAAI [84] ..	38
Abbildung 29: Schematische Darstellung der Niederdruckturbinenstufe im Mittelschnitt [62]	39
Abbildung 30: Stufenkonfiguration STTF-AAAI	40
Abbildung 31: Beschreibung der 3 wesentlichen Betriebspunkte zur Fluglärmbestimmung [90] ..	41
Abbildung 32: StandardTEC; TEC (links) und EGV (rechts) [62]	43
Abbildung 33: LeanTEC [62]	44
Abbildung 34: Inverse-Cut-Off TEC; EGV (links) und TEC (rechts) [62].....	45
Abbildung 35: HTEC; EGV (2 v. links) und TEC (rechts) [62]	46
Abbildung 36: Geometrische Abmessungen 5-Loch-Sonde und Winkeldefinitionen [97].....	48
Abbildung 37: Strömungswinkel [62].....	50
Abbildung 38: Definition Yaw angle (Vorzeichenkonvention) [62].....	51
Abbildung 39: 5-Loch-Sonde [62]	52
Abbildung 40: Messebenen STTF-AAAI [62].....	53
Abbildung 41: Definition Messsektor	53
Abbildung 42: Wheaston´sche Brückenschaltung [103]	54
Abbildung 43: Allgemeiner Messaufbau [105]	56
Abbildung 44: Anbindung Sortotelemetrie; CAD Baugruppe und Platine/Telemetrie	57
Abbildung 45: Rotorinstrumentierung	58
Abbildung 46: Instrumentierter Rotor für die Schaufelschwingungsmessungen	59

Abbildung 47: DMS Applizierung – Messpositionen.....	60
Abbildung 48: Auswerteeinheit (Frontansicht, Signalausgänge) [106]	60
Abbildung 49: Schaufelschwingungsmessung - Signalfluss.....	61
Abbildung 50: Stufendefinitionen - Schaufelreiheninteraktion	63
Abbildung 51: IGV - Rotor Interaktion	65
Abbildung 52: Stator - Rotor Interaktion.....	66
Abbildung 53: Rotor -TEGV Interaktion.....	67
Abbildung 54: Schematische Darstellung der Schaufelfußverbindung; Hammerkopf	71
Abbildung 55: Experimentelle Rotorcharakterisierung; Shaker Test [110].....	72
Abbildung 56: Spektrum HSL-Rotor; Shaker Test.....	73
Abbildung 57: Eigenfrequenzen HSL-Rotor; Ergebnisse gesamt und Polardiagramm	74
Abbildung 58: Hammerkopffuß; Fertigungstoleranzen [110]	75
Abbildung 59: Numerische Modellbildung; Vereinfachte Rotorgeometrie	77
Abbildung 60: Numerisches Modell des HSL-Rotors, 72S Modell.....	78
Abbildung 61: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Gesamtüberblick.....	79
Abbildung 62: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Rotorscheibe.....	81
Abbildung 63: Campbell Diagramm HSL-Rotor; Rotorscheufel	82
Abbildung 64: HSL-Rotor; Eigenfrequenzen und Eigenformen.....	84
Abbildung 65: HSL-Rotor; Eigenfrequenzen und Eigenformen (Fortsetzung)	85
Abbildung 66: Spektrum Schaufelschwingungsmessung - Modenzuordnung.....	88
Abbildung 67: DMS Setup	89
Abbildung 68: Schwingungsniveau – Darstellung im Netzdiagramm.....	91
Abbildung 69: CD Schaufel und Scheibe; Downstream Moden IGV/Stator; Approach	92
Abbildung 70: StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3	93
Abbildung 71: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); StandardTEC; Approach	93
Abbildung 72: Schwingungsanteile StandardTEC; Approach.....	94
Abbildung 73: LeanTEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3	95
Abbildung 74: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); LeanTEC; Approach	95
Abbildung 75: Vergleich Amplitudenniveau LeanTEC vs. StandardTEC; Approach.....	96
Abbildung 76: Prinzip des Lean-Design nach Broszat et al. [91]; Blickrichtung Stromaufwärts... 97	
Abbildung 77: Schwingungsniveau Gesamt, LeanTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts).....	97
Abbildung 78: HTEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3	98
Abbildung 79: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); HTEC; Approach.....	98
Abbildung 80: Vergleich Amplitudenniveau HTEC vs. StandardTEC; Approach.....	99
Abbildung 81: Schwingungsniveau Gesamt, HTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts).....	99
Abbildung 82: Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC, Approach, Spektrum DMS#3	100
Abbildung 83: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Inverse-Cut-Off TEC; Approach.....	100
Abbildung 84: Vergleich Amplitudenniveau Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC; Approach; Netzdiagramm für Schaufel (links) und Scheibe (rechts)	101
Abbildung 85: Schwingungsniveau Gesamt, Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts).....	101
Abbildung 86: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und Rotorscheibe (rechts).....	102
Abbildung 87: TEC - Vergleich; Ranking; Betriebspunkt Approach	103
Abbildung 88: Unterschied Schwingungsniveau; Approach	103
Abbildung 89: Machzahl Verteilung, Ebene C, StandardTEC, Approach.....	105
Abbildung 90: Strömungscharakteristika, Ebene C, Approach, Statornächläufe (links) und Bereichsaufteilung (rechts)	106

Abbildung 91: Statischer Druck, StandardTEC, Ebene C, Approach	107
Abbildung 92: Yaw Angle, Ebene C, StandardTEC, Approach.....	107
Abbildung 93: Yaw Angle (links) und Totaldruckverhältnis (rechts) im Vergleich für alle TECs; Ebene C; Approach	108
Abbildung 94: Aufstauereffekt; TEC-Vergleich; Machzahl; Approach.....	109
Abbildung 95: CD Schaufel und Scheibe; Downstream Moden IGV/Stator; ADP	110
Abbildung 96: Interferenzdiagramm der Rotorscheibe im Betriebspunkt 2 (ADP)	111
Abbildung 97: StandardTEC, Spektrum bei ADP (links) vs. Approach (rechts) DMS#3	112
Abbildung 98: Schwingungscharakteristik Schaufel vs. Scheibe in beiden Betriebspunkten	112
Abbildung 99: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); StandardTEC; ADP	113
Abbildung 100: LeanTEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3	114
Abbildung 101: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und der Rotorscheibe (rechts)	114
Abbildung 102: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); LeanTEC; ADP	115
Abbildung 103: Schwingungsniveau Gesamt, LeanTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)	115
Abbildung 104: HTEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3	116
Abbildung 105: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); HTEC; ADP.....	116
Abbildung 106: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und der	117
Abbildung 107: Schwingungsniveau Gesamt, HTEC vs. StandardTEC (links) und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts)	117
Abbildung 108: Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC, ADP, Spektrum DMS#3	118
Abbildung 109: CD Schaufel (links) und Scheibe (rechts); Inverse-Cut-Off TEC; ADP	118
Abbildung 110: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und der Rotorscheibe (rechts)	119
Abbildung 111: Schwingungsniveau Gesamt, Inverse-Cut-Off TEC vs. StandardTEC und Verteilung von Schaufel- zu Scheibenschwingungen (rechts).....	119
Abbildung 112: TEC Vergleich; Netzdiagramm für die Beschauelung (links) und Rotorscheibe (rechts)	120
Abbildung 113: TEC - Vergleich; Ranking; Betriebspunkt 2, ADP	121
Abbildung 114: Unterschied Schwingungsniveau; ADP	121
Abbildung 115: Spektren; DMS 1 bis 12; StandardTEC; Approach.....	142
Abbildung 116: Spektren; DMS 1 bis 12; StandardTEC; ADP	142
Abbildung 117: Spektren; DMS 1 bis 12; LeanTEC; Approach	142
Abbildung 118:Spektren; DMS 1 bis 12; LeanTEC; ADP.....	142
Abbildung 119: Spektren; DMS 1 bis 12; HTEC; Approach.....	142
Abbildung 120: Spektren; DMS 1 bis 12; HTEC; ADP.....	142
Abbildung 121: Spektren; DMS 1 bis 12; Inverse-Cut-Off TEC; Approach	142
Abbildung 122: Spektren; DMS 1 bis 12; Inverse-Cut-Off TEC; ADP	142
Abbildung 123: TEC Vergleich; BP 1 - Approach; DMS#10 (links) und DMS#12 (rechts)	142
Abbildung 124: TEC Vergleich; BP 2 - ADP; DMS#10 (links) und DMS#12 (rechts).....	142

Anhang

A Airfoil Interaction Modes

Potentielle Anregungsfrequenzen durch Interaktionsmoden werden im Folgenden in den Ergebnistabellen farblich hervorgehoben. Der Übersicht geschuldet erfolgt eine (farbliche) Aufteilung von *Schaufelschwingungs-* (Blau) und *Scheibenschwingungsanregung* (Orange).

A.1 IGV – Rotor

Tabelle 21: Interaktionsmoden IGV - Rotor; h=0 bis 5; Betriebspunkt 1

Betriebspunkt 1, Approach																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]
-581	-7	-40089	-509	-7	-35121	-437	-7	-30153	-365	-7	-25185	-293	-7	-20217	-221	-7	-15249
-498	-6	-34362	-426	-6	-29394	-354	-6	-24426	-282	-6	-19458	-210	-6	-14490	-138	-6	-9522
-415	-5	-28635	-343	-5	-23667	-271	-5	-18699	-199	-5	-13731	-127	-5	-8763	-55	-5	-3795
-332	-4	-22908	-260	-4	-17940	-188	-4	-12972	-116	-4	-8004	-44	-4	-3036	28	-4	1932
-249	-3	-17181	-177	-3	-12213	-105	-3	-7245	-33	-3	-2277	39	-3	2691	111	-3	7659
-166	-2	-11454	-94	-2	-6486	-22	-2	-1518	50	-2	3450	122	-2	8418	194	-2	13386
-83	-1	-5727	-11	-1	-759	61	-1	4209	133	-1	9177	205	-1	14145	277	-1	19113
0	0	0	72	0	4968	144	0	9936	216	0	14904	288	0	19872	360	0	24840
83	1	5727	155	1	10695	227	1	15663	299	1	20631	371	1	25599	443	1	30567
166	2	11454	238	2	16422	310	2	21390	382	2	26358	454	2	31326	526	2	36294

Tabelle 22: Interaktionsmoden IGV - Rotor; h=0 bis 5; Betriebspunkt 2

Betriebspunkt 2, ADP																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]	m	k1	ω [Hz]
-581	-7	-32923	-509	-7	-28843	-437	-7	-24763	-365	-7	-20683	-293	-7	-16603	-221	-7	-12523
-498	-6	-28220	-426	-6	-24140	-354	-6	-20060	-282	-6	-15980	-210	-6	-11900	-138	-6	-7820
-415	-5	-23517	-343	-5	-19437	-271	-5	-15357	-199	-5	-11277	-127	-5	-7197	-55	-5	-3117
-332	-4	-18813	-260	-4	-14733	-188	-4	-10653	-116	-4	-6573	-44	-4	-2493	28	-4	1587
-249	-3	-14110	-177	-3	-10030	-105	-3	-5950	-33	-3	-1870	39	-3	2210	111	-3	6290
-166	-2	-9407	-94	-2	-5327	-22	-2	-1247	50	-2	2833	122	-2	6913	194	-2	10993
-83	-1	-4703	-11	-1	-623	61	-1	3457	133	-1	7537	205	-1	11617	277	-1	15697
0	0	0	72	0	4080	144	0	8160	216	0	12240	288	0	16320	360	0	20400
83	1	4703	155	1	8783	227	1	12863	299	1	16943	371	1	21023	443	1	25103
166	2	9407	238	2	13487	310	2	17567	382	2	21647	454	2	25727	526	2	29807
249	3	14110	321	3	18190	393	3	22270	465	3	26350	537	3	30430	609	3	34510

A.2 Stator - Rotor

Tabelle 23: Interaktionsmoden Stator - Rotor; h=0 bis 5; Betriebspunkt 1

Betriebspunkt 1, Approach																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]
-576	-6	-39744	-504	-6	-34776	-432	-6	-29808	-360	-6	-24840	-288	-6	-19872	-216	-6	-14904
-480	-5	-33120	-408	-5	-28152	-336	-5	-23184	-264	-5	-18216	-192	-5	-13248	-120	-5	-8280
-384	-4	-26496	-312	-4	-21528	-240	-4	-16560	-168	-4	-11592	-96	-4	-6624	-24	-4	-1656
-288	-3	-19872	-216	-3	-14904	-144	-3	-9936	-72	-3	-4968	0	-3	0	72	-3	4968
-192	-2	-13248	-120	-2	-8280	-48	-2	-3312	24	-2	1656	96	-2	6624	168	-2	11592
-96	-1	-6624	-24	-1	-1656	48	-1	3312	120	-1	8280	192	-1	13248	264	-1	18216
0	0	0	72	0	4968	144	0	9936	216	0	14904	288	0	19872	360	0	24840
96	1	6624	168	1	11592	240	1	16560	312	1	21528	384	1	26496	456	1	31464
192	2	13248	264	2	18216	336	2	23184	408	2	28152	480	2	33120	552	2	38088

Tabelle 24: Interaktionsmoden Stator - Rotor; h=0 bis 5; Betriebspunkt 2

Betriebspunkt 2, ADP																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]	m	k2	ω [Hz]
-480	-5	-27200	-408	-5	-23120	-336	-5	-19040	-264	-5	-14960	-192	-5	-10880	-120	-5	-6800
-384	-4	-21760	-312	-4	-17680	-240	-4	-13600	-168	-4	-9520	-96	-4	-5440	-24	-4	-1360
-288	-3	-16320	-216	-3	-12240	-144	-3	-8160	-72	-3	-4080	0	-3	0	72	-3	4080
-192	-2	-10880	-120	-2	-6800	-48	-2	-2720	24	-2	1360	96	-2	5440	168	-2	9520
-96	-1	-5440	-24	-1	-1360	48	-1	2720	120	-1	6800	192	-1	10880	264	-1	14960
0	0	0	72	0	4080	144	0	8160	216	0	12240	288	0	16320	360	0	20400
96	1	5440	168	1	9520	240	1	13600	312	1	17680	384	1	21760	456	1	25840
192	2	10880	264	2	14960	336	2	19040	408	2	23120	480	2	27200	552	2	31280

A.3 Rotor – StandardTEC/LeanTEC

Tabelle 25: Interaktionsmoden Rotor - StandardTEC/LeanTEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 1

Betriebspunkt 1, Approach																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-510	-34	-35190	-438	-34	-30222	-366	-34	-25254	-294	-34	-20286	-222	-34	-15318	-150	-34	-10350
-495	-33	-34155	-423	-33	-29187	-351	-33	-24219	-279	-33	-19251	-207	-33	-14283	-135	-33	-9315
-480	-32	-33120	-408	-32	-28152	-336	-32	-23184	-264	-32	-18216	-192	-32	-13248	-120	-32	-8280
-465	-31	-32085	-393	-31	-27117	-321	-31	-22149	-249	-31	-17181	-177	-31	-12213	-105	-31	-7245
-450	-30	-31050	-378	-30	-26082	-306	-30	-21114	-234	-30	-16146	-162	-30	-11178	-90	-30	-6210
-435	-29	-30015	-363	-29	-25047	-291	-29	-20079	-219	-29	-15111	-147	-29	-10143	-75	-29	-5175
-420	-28	-28980	-348	-28	-24012	-276	-28	-19044	-204	-28	-14076	-132	-28	-9108	-60	-28	-4140
-405	-27	-27945	-333	-27	-22977	-261	-27	-18009	-189	-27	-13041	-117	-27	-8073	-45	-27	-3105
-390	-26	-26910	-318	-26	-21942	-246	-26	-16974	-174	-26	-12006	-102	-26	-7038	-30	-26	-2070
-375	-25	-25875	-303	-25	-20907	-231	-25	-15939	-159	-25	-10971	-87	-25	-6003	-15	-25	-1035
-360	-24	-24840	-288	-24	-19872	-216	-24	-14904	-144	-24	-9936	-72	-24	-4968	0	-24	0
-345	-23	-23805	-273	-23	-18837	-201	-23	-13869	-129	-23	-8901	-57	-23	-3933	15	-23	1035
-330	-22	-22770	-258	-22	-17802	-186	-22	-12834	-114	-22	-7866	-42	-22	-2898	30	-22	2070
-315	-21	-21735	-243	-21	-16767	-171	-21	-11799	-99	-21	-6831	-27	-21	-1863	45	-21	3105
-300	-20	-20700	-228	-20	-15732	-156	-20	-10764	-84	-20	-5796	-12	-20	-828	60	-20	4140
-285	-19	-19665	-213	-19	-14697	-141	-19	-9729	-69	-19	-4761	3	-19	207	75	-19	5175
-270	-18	-18630	-198	-18	-13662	-126	-18	-8694	-54	-18	-3726	18	-18	1242	90	-18	6210
-255	-17	-17595	-183	-17	-12627	-111	-17	-7659	-39	-17	-2691	33	-17	2277	105	-17	7245
-240	-16	-16560	-168	-16	-11592	-96	-16	-6624	-24	-16	-1656	48	-16	3312	120	-16	8280
-225	-15	-15525	-153	-15	-10557	-81	-15	-5589	-9	-15	-621	63	-15	4347	135	-15	9315
-210	-14	-14490	-138	-14	-9522	-66	-14	-4554	6	-14	414	78	-14	5382	150	-14	10350
-195	-13	-13455	-123	-13	-8487	-51	-13	-3519	21	-13	1449	93	-13	6417	165	-13	11385
-180	-12	-12420	-108	-12	-7452	-36	-12	-2484	36	-12	2484	108	-12	7452	180	-12	12420
-165	-11	-11385	-93	-11	-6417	-21	-11	-1449	51	-11	3519	123	-11	8487	195	-11	13455
-150	-10	-10350	-78	-10	-5382	-6	-10	-414	66	-10	4554	138	-10	9522	210	-10	14490
-135	-9	-9315	-63	-9	-4347	9	-9	621	81	-9	5589	153	-9	10557	225	-9	15525
-120	-8	-8280	-48	-8	-3312	24	-8	1656	96	-8	6624	168	-8	11592	240	-8	16560
-105	-7	-7245	-33	-7	-2277	39	-7	2691	111	-7	7659	183	-7	12627	255	-7	17595
-90	-6	-6210	-18	-6	-1242	54	-6	3726	126	-6	8694	198	-6	13662	270	-6	18630
-75	-5	-5175	-3	-5	-207	69	-5	4761	141	-5	9729	213	-5	14697	285	-5	19665
-60	-4	-4140	12	-4	828	84	-4	5796	156	-4	10764	228	-4	15732	300	-4	20700
-45	-3	-3105	27	-3	1863	99	-3	6831	171	-3	11799	243	-3	16767	315	-3	21735
-30	-2	-2070	42	-2	2898	114	-2	7866	186	-2	12834	258	-2	17802	330	-2	22770
-15	-1	-1035	57	-1	3933	129	-1	8901	201	-1	13869	273	-1	18837	345	-1	23805
0	0	0	72	0	4968	144	0	9936	216	0	14904	288	0	19872	360	0	24840
15	1	1035	87	1	6003	159	1	10971	231	1	15939	303	1	20907	375	1	25875
30	2	2070	102	2	7038	174	2	12006	246	2	16974	318	2	21942	390	2	26910
45	3	3105	117	3	8073	189	3	13041	261	3	18009	333	3	22977	405	3	27945
60	4	4140	132	4	9108	204	4	14076	276	4	19044	348	4	24012	420	4	28980
75	5	5175	147	5	10143	219	5	15111	291	5	20079	363	5	25047	435	5	30015
90	6	6210	162	6	11178	234	6	16146	306	6	21114	378	6	26082	450	6	31050
105	7	7245	177	7	12213	249	7	17181	321	7	22149	393	7	27117	465	7	32085
120	8	8280	192	8	13248	264	8	18216	336	8	23184	408	8	28152	480	8	33120
135	9	9315	207	9	14283	279	9	19251	351	9	24219	423	9	29187	495	9	34155
150	10	10350	222	10	15318	294	10	20286	366	10	25254	438	10	30222	510	10	35190

Tabelle 26: Interaktionsmoden Rotor - StandardTEC/LeanTEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 2

Betriebspunkt 2, ADP																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-540	-36	-30600	-468	-36	-26520	-396	-36	-22440	-324	-36	-18360	-252	-36	-14280	-180	-36	-10200
-525	-35	-29750	-453	-35	-25670	-381	-35	-21590	-309	-35	-17510	-237	-35	-13430	-165	-35	-9350
-510	-34	-28900	-438	-34	-24820	-366	-34	-20740	-294	-34	-16660	-222	-34	-12580	-150	-34	-8500
-495	-33	-28050	-423	-33	-23970	-351	-33	-19890	-279	-33	-15810	-207	-33	-11730	-135	-33	-7650
-480	-32	-27200	-408	-32	-23120	-336	-32	-19040	-264	-32	-14960	-192	-32	-10880	-120	-32	-6800
-465	-31	-26350	-393	-31	-22270	-321	-31	-18190	-249	-31	-14110	-177	-31	-10030	-105	-31	-5950
-450	-30	-25500	-378	-30	-21420	-306	-30	-17340	-234	-30	-13260	-162	-30	-9180	-90	-30	-5100
-435	-29	-24650	-363	-29	-20570	-291	-29	-16490	-219	-29	-12410	-147	-29	-8330	-75	-29	-4250
-420	-28	-23800	-348	-28	-19720	-276	-28	-15640	-204	-28	-11560	-132	-28	-7480	-60	-28	-3400
-405	-27	-22950	-333	-27	-18870	-261	-27	-14790	-189	-27	-10710	-117	-27	-6630	-45	-27	-2550
-390	-26	-22100	-318	-26	-18020	-246	-26	-13940	-174	-26	-9860	-102	-26	-5780	-30	-26	-1700
-375	-25	-21250	-303	-25	-17170	-231	-25	-13090	-159	-25	-9010	-87	-25	-4930	-15	-25	-850
-360	-24	-20400	-288	-24	-16320	-216	-24	-12240	-144	-24	-8160	-72	-24	-4080	0	-24	0
-345	-23	-19550	-273	-23	-15470	-201	-23	-11390	-129	-23	-7310	-57	-23	-3230	15	-23	850
-330	-22	-18700	-258	-22	-14620	-186	-22	-10540	-114	-22	-6460	-42	-22	-2380	30	-22	1700
-315	-21	-17850	-243	-21	-13770	-171	-21	-9690	-99	-21	-5610	-27	-21	-1530	45	-21	2550
-300	-20	-17000	-228	-20	-12920	-156	-20	-8840	-84	-20	-4760	-12	-20	-680	60	-20	3400
-285	-19	-16150	-213	-19	-12070	-141	-19	-7990	-69	-19	-3910	3	-19	170	75	-19	4250
-270	-18	-15300	-198	-18	-11220	-126	-18	-7140	-54	-18	-3060	18	-18	1020	90	-18	5100
-255	-17	-14450	-183	-17	-10370	-111	-17	-6290	-39	-17	-2210	33	-17	1870	105	-17	5950
-240	-16	-13600	-168	-16	-9520	-96	-16	-5440	-24	-16	-1360	48	-16	2720	120	-16	6800
-225	-15	-12750	-153	-15	-8670	-81	-15	-4590	-9	-15	-510	63	-15	3570	135	-15	7650
-210	-14	-11900	-138	-14	-7820	-66	-14	-3740	6	-14	340	78	-14	4420	150	-14	8500
-195	-13	-11050	-123	-13	-6970	-51	-13	-2890	21	-13	1190	93	-13	5270	165	-13	9350
-180	-12	-10200	-108	-12	-6120	-36	-12	-2040	36	-12	2040	108	-12	6120	180	-12	10200
-165	-11	-9350	-93	-11	-5270	-21	-11	-1190	51	-11	2890	123	-11	6970	195	-11	11050
-150	-10	-8500	-78	-10	-4420	-6	-10	-340	66	-10	3740	138	-10	7820	210	-10	11900
-135	-9	-7650	-63	-9	-3570	9	-9	510	81	-9	4590	153	-9	8670	225	-9	12750
-120	-8	-6800	-48	-8	-2720	24	-8	1360	96	-8	5440	168	-8	9520	240	-8	13600
-105	-7	-5950	-33	-7	-1870	39	-7	2210	111	-7	6290	183	-7	10370	255	-7	14450
-90	-6	-5100	-18	-6	-1020	54	-6	3060	126	-6	7140	198	-6	11220	270	-6	15300
-75	-5	-4250	-3	-5	-170	69	-5	3910	141	-5	7990	213	-5	12070	285	-5	16150
-60	-4	-3400	12	-4	680	84	-4	4760	156	-4	8840	228	-4	12920	300	-4	17000
-45	-3	-2550	27	-3	1530	99	-3	5610	171	-3	9690	243	-3	13770	315	-3	17850
-30	-2	-1700	42	-2	2380	114	-2	6460	186	-2	10540	258	-2	14620	330	-2	18700
-15	-1	-850	57	-1	3230	129	-1	7310	201	-1	11390	273	-1	15470	345	-1	19550
0	0	0	72	0	4080	144	0	8160	216	0	12240	288	0	16320	360	0	20400
15	1	850	87	1	4930	159	1	9010	231	1	13090	303	1	17170	375	1	21250
30	2	1700	102	2	5780	174	2	9860	246	2	13940	318	2	18020	390	2	22100
45	3	2550	117	3	6630	189	3	10710	261	3	14790	333	3	18870	405	3	22950
60	4	3400	132	4	7480	204	4	11560	276	4	15640	348	4	19720	420	4	23800
75	5	4250	147	5	8330	219	5	12410	291	5	16490	363	5	20570	435	5	24650
90	6	5100	162	6	9180	234	6	13260	306	6	17340	378	6	21420	450	6	25500
105	7	5950	177	7	10030	249	7	14110	321	7	18190	393	7	22270	465	7	26350
120	8	6800	192	8	10880	264	8	14960	336	8	19040	408	8	23120	480	8	27200
135	9	7650	207	9	11730	279	9	15810	351	9	19890	423	9	23970	495	9	28050
150	10	8500	222	10	12580	294	10	16660	366	10	20740	438	10	24820	510	10	28900
165	11	9350	237	11	13430	309	11	17510	381	11	21590	453	11	25670	525	11	29750
180	12	10200	252	12	14280	324	12	18360	396	12	22440	468	12	26520	540	12	30600

A.4 Rotor – HTEC

Tabelle 27: Interaktionsmoden Rotor - HTEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 1

Betriebspunkt 1, Approach																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-512	-16	-35328	-440	-16	-30360	-368	-16	-25392	-296	-16	-20424	-224	-16	-15456	-152	-16	-10488
-480	-15	-33120	-408	-15	-28152	-336	-15	-23184	-264	-15	-18216	-192	-15	-13248	-120	-15	-8280
-448	-14	-30912	-376	-14	-25944	-304	-14	-20976	-232	-14	-16008	-160	-14	-11040	-88	-14	-6072
-416	-13	-28704	-344	-13	-23736	-272	-13	-18768	-200	-13	-13800	-128	-13	-8832	-56	-13	-3864
-384	-12	-26496	-312	-12	-21528	-240	-12	-16560	-168	-12	-11592	-96	-12	-6624	-24	-12	-1656
-352	-11	-24288	-280	-11	-19320	-208	-11	-14352	-136	-11	-9384	-64	-11	-4416	8	-11	552
-320	-10	-22080	-248	-10	-17112	-176	-10	-12144	-104	-10	-7176	-32	-10	-2208	40	-10	2760
-288	-9	-19872	-216	-9	-14904	-144	-9	-9936	-72	-9	-4968	0	-9	0	72	-9	4968
-256	-8	-17664	-184	-8	-12696	-112	-8	-7728	-40	-8	-2760	32	-8	2208	104	-8	7176
-224	-7	-15456	-152	-7	-10488	-80	-7	-5520	-8	-7	-552	64	-7	4416	136	-7	9384
-192	-6	-13248	-120	-6	-8280	-48	-6	-3312	24	-6	1656	96	-6	6624	168	-6	11592
-160	-5	-11040	-88	-5	-6072	-16	-5	-1104	56	-5	3864	128	-5	8832	200	-5	13800
-128	-4	-8832	-56	-4	-3864	16	-4	1104	88	-4	6072	160	-4	11040	232	-4	16008
-96	-3	-6624	-24	-3	-1656	48	-3	3312	120	-3	8280	192	-3	13248	264	-3	18216
-64	-2	-4416	8	-2	552	80	-2	5520	152	-2	10488	224	-2	15456	296	-2	20424
-32	-1	-2208	40	-1	2760	112	-1	7728	184	-1	12696	256	-1	17664	328	-1	22632
0	0	0	72	0	4968	144	0	9936	216	0	14904	288	0	19872	360	0	24840
32	1	2208	104	1	7176	176	1	12144	248	1	17112	320	1	22080	392	1	27048
64	2	4416	136	2	9384	208	2	14352	280	2	19320	352	2	24288	424	2	29256
96	3	6624	168	3	11592	240	3	16560	312	3	21528	384	3	26496	456	3	31464
128	4	8832	200	4	13800	272	4	18768	344	4	23736	416	4	28704	488	4	33672
160	5	11040	232	5	16008	304	5	20976	376	5	25944	448	5	30912	520	5	35880

Tabelle 28: Interaktionsmoden Rotor - HTEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 2

Betriebspunkt 2, ADP																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-544	-17	-30827	-472	-17	-26747	-400	-17	-22667	-328	-17	-18587	-256	-17	-14507	-184	-17	-10427
-512	-16	-29013	-440	-16	-24933	-368	-16	-20853	-296	-16	-16773	-224	-16	-12693	-152	-16	-8613
-480	-15	-27200	-408	-15	-23120	-336	-15	-19040	-264	-15	-14960	-192	-15	-10880	-120	-15	-6800
-448	-14	-25387	-376	-14	-21307	-304	-14	-17227	-232	-14	-13147	-160	-14	-9067	-88	-14	-4987
-416	-13	-23573	-344	-13	-19493	-272	-13	-15413	-200	-13	-11333	-128	-13	-7253	-56	-13	-3173
-384	-12	-21760	-312	-12	-17680	-240	-12	-13600	-168	-12	-9520	-96	-12	-5440	-24	-12	-1360
-352	-11	-19947	-280	-11	-15867	-208	-11	-11787	-136	-11	-7707	-64	-11	-3627	8	-11	453
-320	-10	-18133	-248	-10	-14053	-176	-10	-9973	-104	-10	-5893	-32	-10	-1813	40	-10	2267
-288	-9	-16320	-216	-9	-12240	-144	-9	-8160	-72	-9	-4080	0	-9	0	72	-9	4080
-256	-8	-14507	-184	-8	-10427	-112	-8	-6347	-40	-8	-2267	32	-8	1813	104	-8	5893
-224	-7	-12693	-152	-7	-8613	-80	-7	-4533	-8	-7	-453	64	-7	3627	136	-7	7707
-192	-6	-10880	-120	-6	-6800	-48	-6	-2720	24	-6	1360	96	-6	5440	168	-6	9520
-160	-5	-9067	-88	-5	-4987	-16	-5	-907	56	-5	3173	128	-5	7253	200	-5	11333
-128	-4	-7253	-56	-4	-3173	16	-4	907	88	-4	4987	160	-4	9067	232	-4	13147
-96	-3	-5440	-24	-3	-1360	48	-3	2720	120	-3	6800	192	-3	10880	264	-3	14960
-64	-2	-3627	8	-2	453	80	-2	4533	152	-2	8613	224	-2	12693	296	-2	16773
-32	-1	-1813	40	-1	2267	112	-1	6347	184	-1	10427	256	-1	14507	328	-1	18587
0	0	0	72	0	4080	144	0	8160	216	0	12240	288	0	16320	360	0	20400
32	1	1813	104	1	5893	176	1	9973	248	1	14053	320	1	18133	392	1	22213
64	2	3627	136	2	7707	208	2	11787	280	2	15867	352	2	19947	424	2	24027
96	3	5440	168	3	9520	240	3	13600	312	3	17680	384	3	21760	456	3	25840
128	4	7253	200	4	11333	272	4	15413	344	4	19493	416	4	23573	488	4	27653
160	5	9067	232	5	13147	304	5	17227	376	5	21307	448	5	25387	520	5	29467
192	6	10880	264	6	14960	336	6	19040	408	6	23120	480	6	27200	552	6	31280

A.5 Rotor – Inverse-Cut-Off TEC

Tabelle 29: Interaktionsmoden Rotor - Inverse-Cut-Off TEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 1

Betriebspunkt 1, Approach																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-539	-11	-37191	-467	-11	-32223	-395	-11	-27255	-323	-11	-22287	-251	-11	-17319	-179	-11	-12351
-490	-10	-33810	-418	-10	-28842	-346	-10	-23874	-274	-10	-18906	-202	-10	-13938	-130	-10	-8970
-441	-9	-30429	-369	-9	-25461	-297	-9	-20493	-225	-9	-15525	-153	-9	-10557	-81	-9	-5589
-392	-8	-27048	-320	-8	-22080	-248	-8	-17112	-176	-8	-12144	-104	-8	-7176	-32	-8	-2208
-343	-7	-23667	-271	-7	-18699	-199	-7	-13731	-127	-7	-8763	-55	-7	-3795	17	-7	1173
-294	-6	-20286	-222	-6	-15318	-150	-6	-10350	-78	-6	-5382	-6	-6	-414	66	-6	4554
-245	-5	-16905	-173	-5	-11937	-101	-5	-6969	-29	-5	-2001	43	-5	2967	115	-5	7935
-196	-4	-13524	-124	-4	-8556	-52	-4	-3588	20	-4	1380	92	-4	6348	164	-4	11316
-147	-3	-10143	-75	-3	-5175	-3	-3	-207	69	-3	4761	141	-3	9729	213	-3	14697
-98	-2	-6762	-26	-2	-1794	46	-2	3174	118	-2	8142	190	-2	13110	262	-2	18078
-49	-1	-3381	23	-1	1587	95	-1	6555	167	-1	11523	239	-1	16491	311	-1	21459
0	0	0	72	0	4968	144	0	9936	216	0	14904	288	0	19872	360	0	24840
49	1	3381	121	1	8349	193	1	13317	265	1	18285	337	1	23253	409	1	28221
98	2	6762	170	2	11730	242	2	16698	314	2	21666	386	2	26634	458	2	31602
147	3	10143	219	3	15111	291	3	20079	363	3	25047	435	3	30015	507	3	34983

Tabelle 30: Interaktionsmoden Rotor - Inverse-Cut-Off TEC; h=0 bis 5; Betriebspunkt 2

Betriebspunkt 2, ADP																	
h=0			h=1			h=2			h=3			h=4			h=5		
m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]	m	k3	ω [Hz]
-539	-11	-30543	-467	-11	-26463	-395	-11	-22383	-323	-11	-18303	-251	-11	-14223	-179	-11	-10143
-490	-10	-27767	-418	-10	-23687	-346	-10	-19607	-274	-10	-15527	-202	-10	-11447	-130	-10	-7367
-441	-9	-24990	-369	-9	-20910	-297	-9	-16830	-225	-9	-12750	-153	-9	-8670	-81	-9	-4590
-392	-8	-22213	-320	-8	-18133	-248	-8	-14053	-176	-8	-9973	-104	-8	-5893	-32	-8	-1813
-343	-7	-19437	-271	-7	-15357	-199	-7	-11277	-127	-7	-7197	-55	-7	-3117	17	-7	963
-294	-6	-16660	-222	-6	-12580	-150	-6	-8500	-78	-6	-4420	-6	-6	-340	66	-6	3740
-245	-5	-13883	-173	-5	-9803	-101	-5	-5723	-29	-5	-1643	43	-5	2437	115	-5	6517
-196	-4	-11107	-124	-4	-7027	-52	-4	-2947	20	-4	1133	92	-4	5213	164	-4	9293
-147	-3	-8330	-75	-3	-4250	-3	-3	-170	69	-3	3910	141	-3	7990	213	-3	12070
-98	-2	-5553	-26	-2	-1473	46	-2	2607	118	-2	6687	190	-2	10767	262	-2	14847
-49	-1	-2777	23	-1	1303	95	-1	5383	167	-1	9463	239	-1	13543	311	-1	17623
0	0	0	72	0	4080	144	0	8160	216	0	12240	288	0	16320	360	0	20400
49	1	2777	121	1	6857	193	1	10937	265	1	15017	337	1	19097	409	1	23177
98	2	5553	170	2	9633	242	2	13713	314	2	17793	386	2	21873	458	2	25953
147	3	8330	219	3	12410	291	3	16490	363	3	20570	435	3	24650	507	3	28730
196	4	11107	268	4	15187	340	4	19267	412	4	23347	484	4	27427	556	4	31507

B Experimentelle Schaufelschwingungsmessung - Spektren

B.1 DMS Positionen/Verteilung

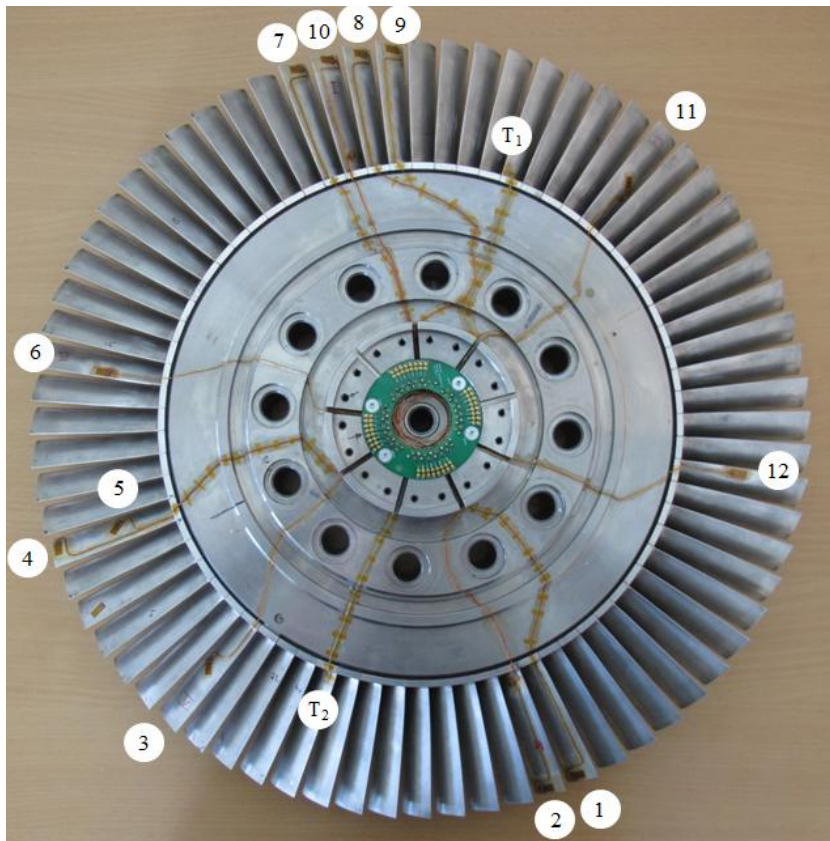


Abbildung 46: Instrumentierter Rotor für die Schaufelschwingungsmessungen

B.2 StandardTEC

B.2.1 Betriebspunkt 1, Approach

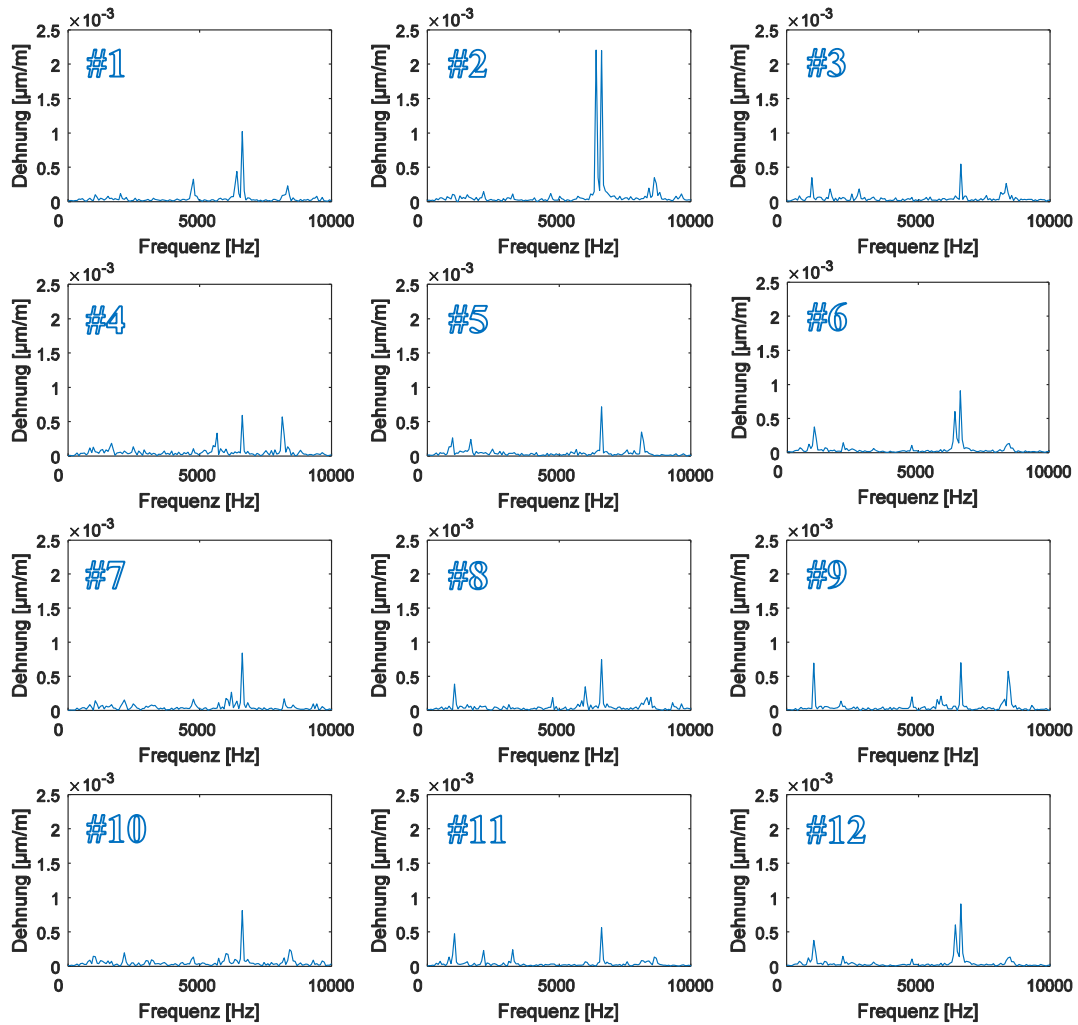


Abbildung 115: Spektren; DMS 1 bis 12; StandardTEC; Approach

B.2.2 Betriebspunkt 2, ADP

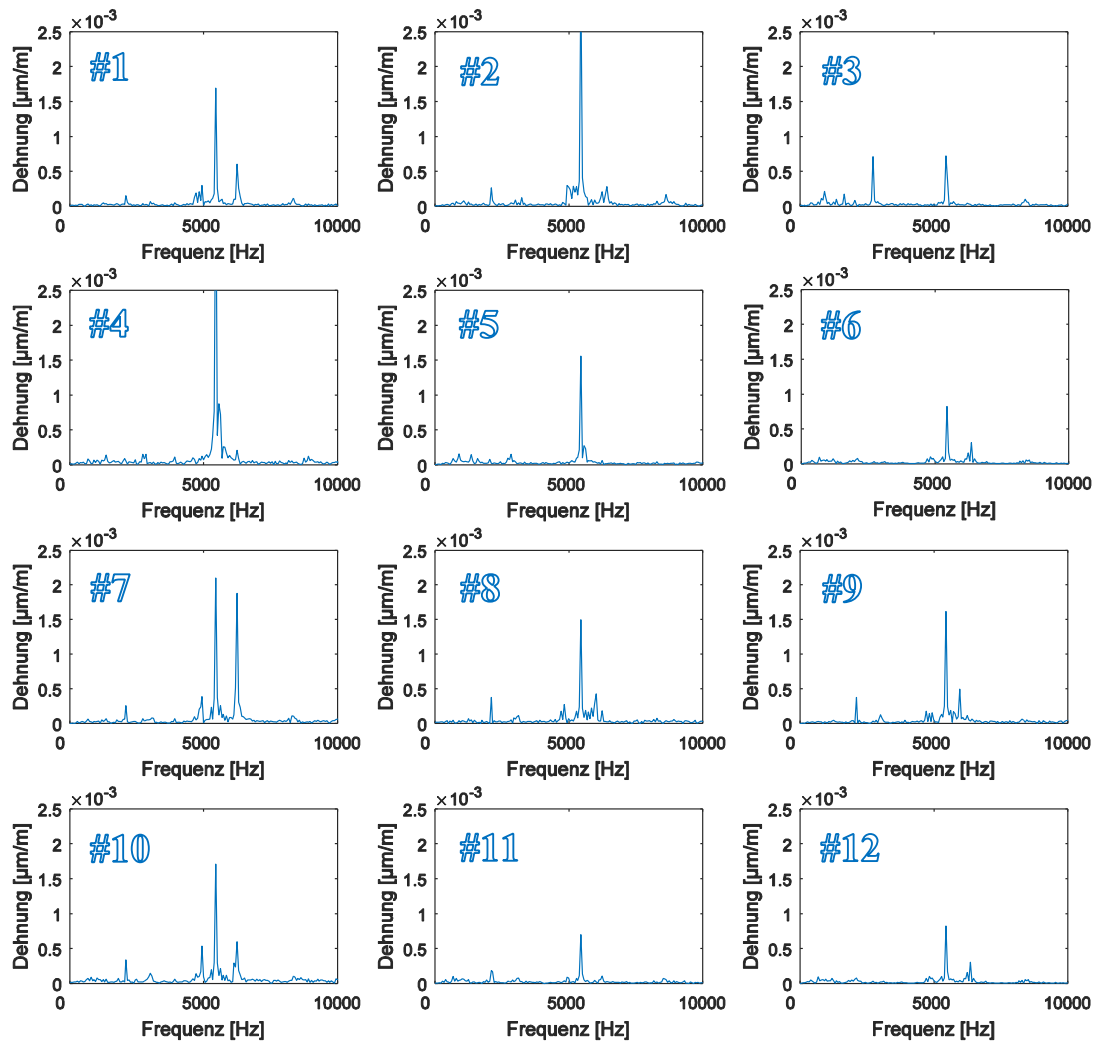


Abbildung 116: Spektren; DMS 1 bis 12; StandardTEC; ADP

B.3 LeanTEC

B.3.1 Betriebspunkt 1, Approach

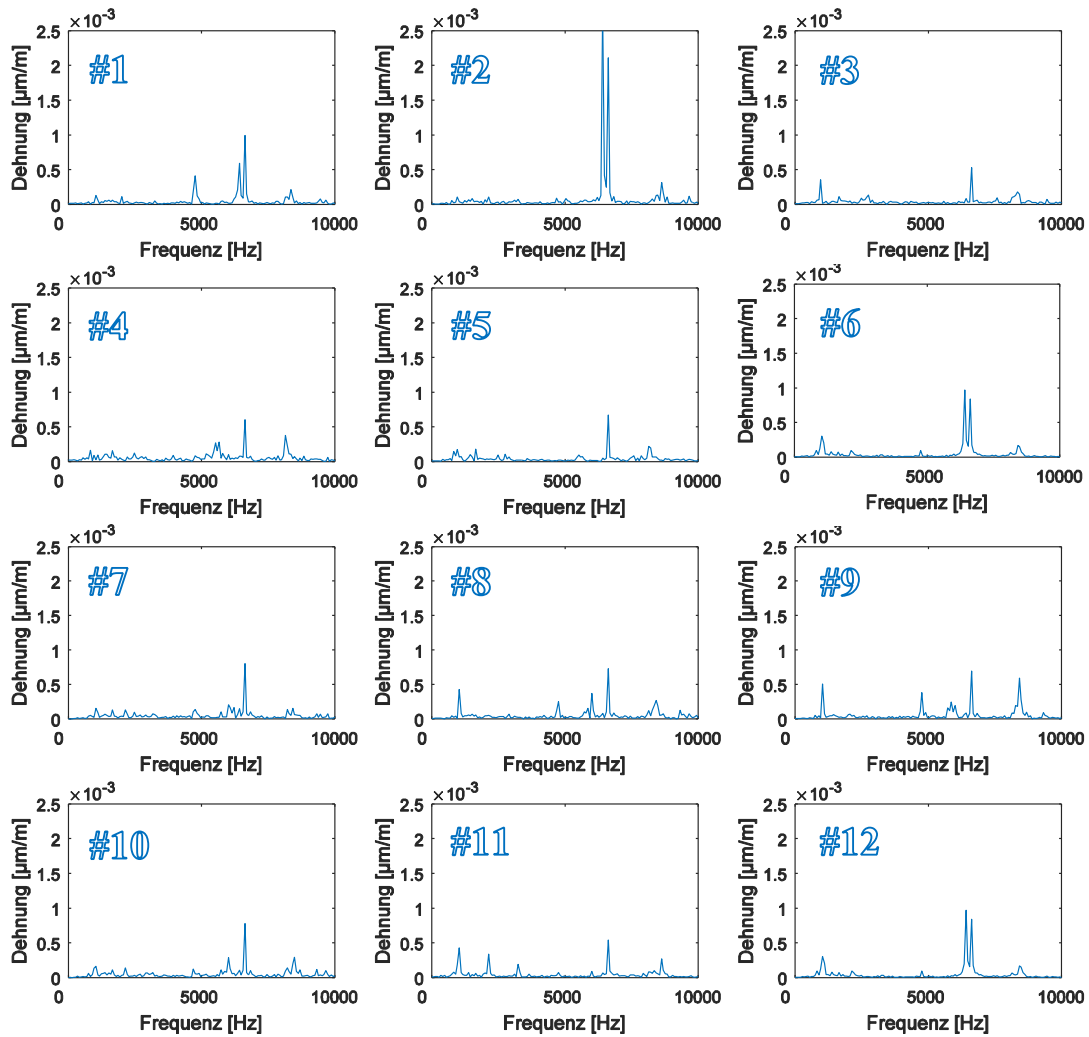


Abbildung 117: Spektren; DMS 1 bis 12; LeanTEC; Approach

B.3.2 Betriebspunkt 2, ADP

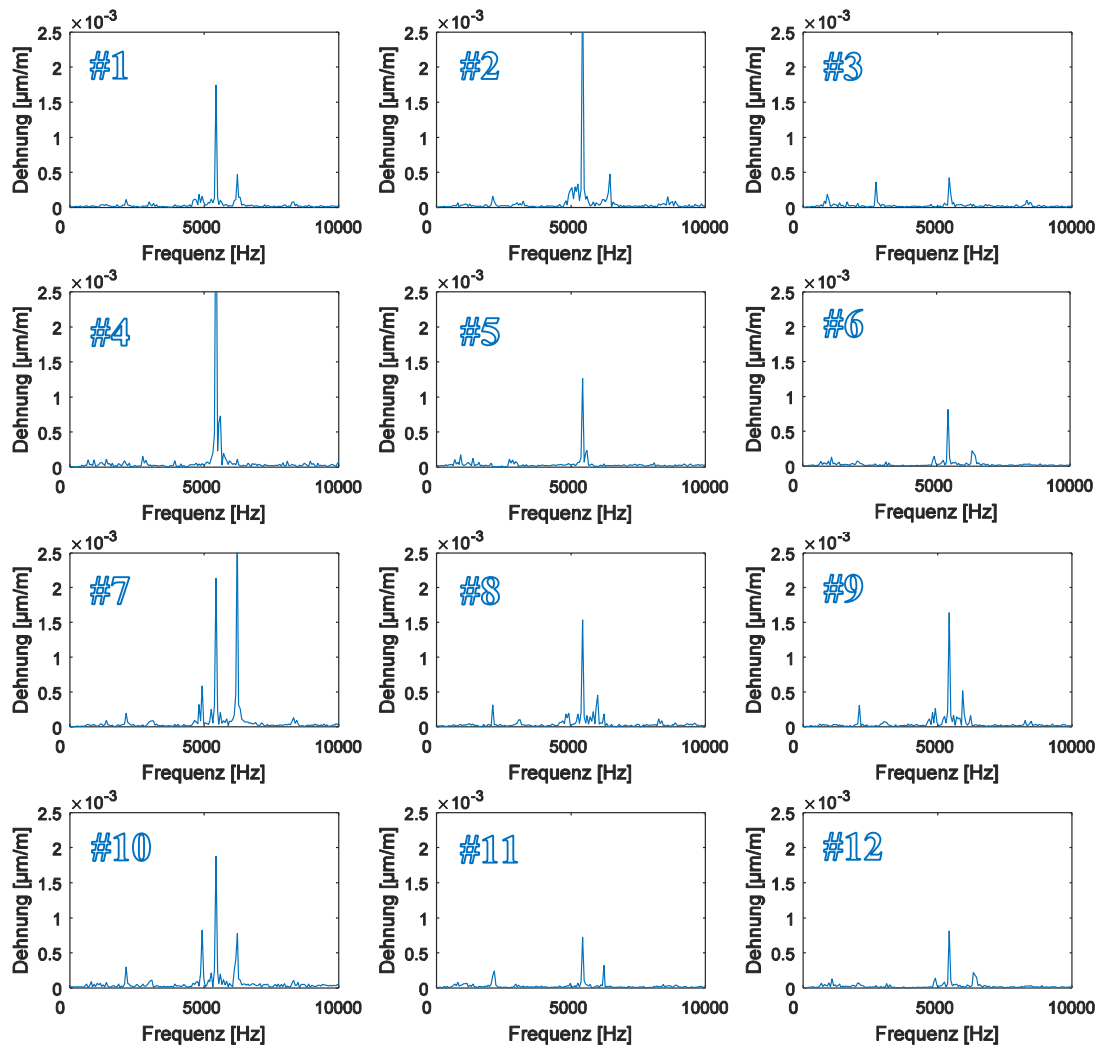


Abbildung 118: Spektren; DMS 1 bis 12; LeanTEC; ADP

B.4 HTEC

B.4.1 Betriebspunkt 1, Approach

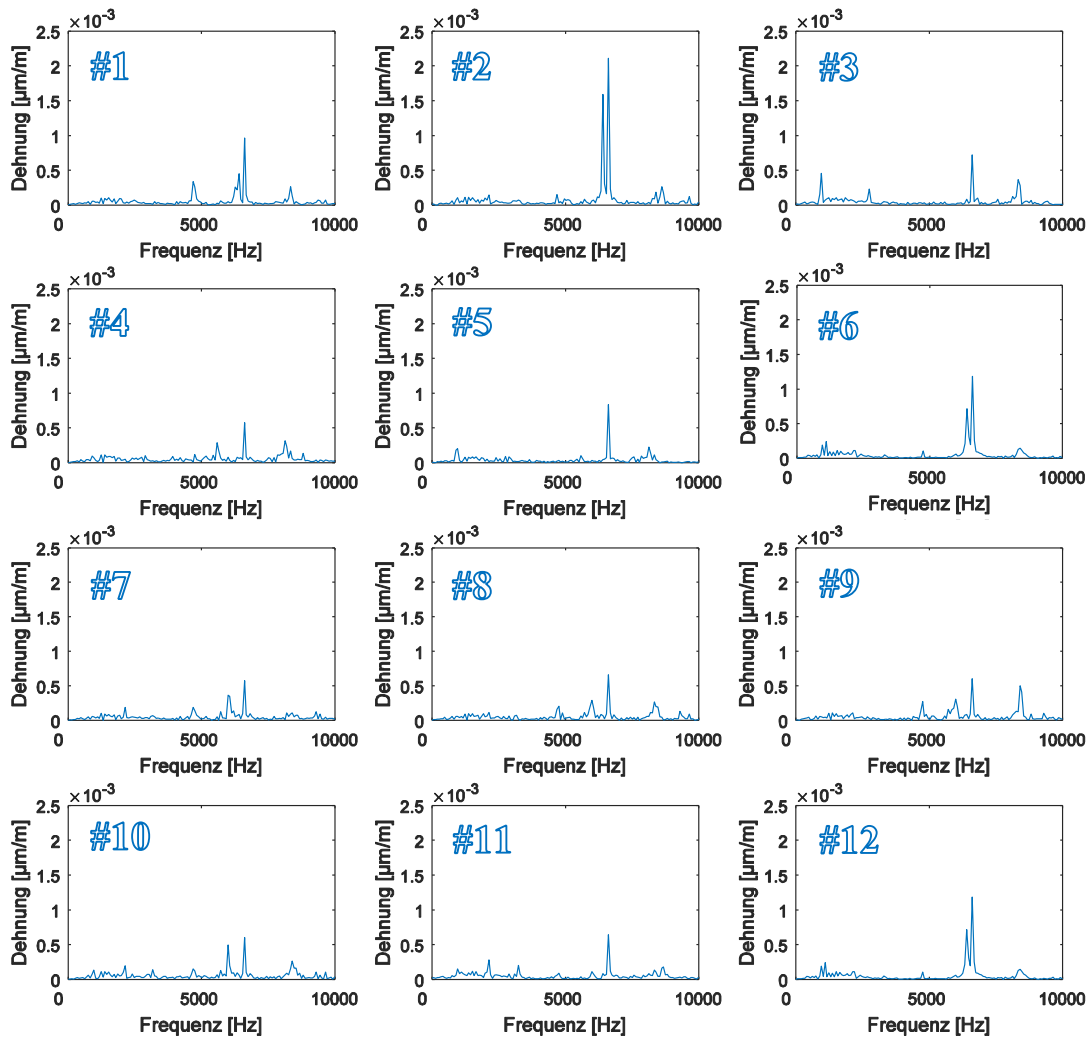


Abbildung 119: Spektren; DMS 1 bis 12; HTEC; Approach

B.4.2 Betriebspunkt 2, ADP

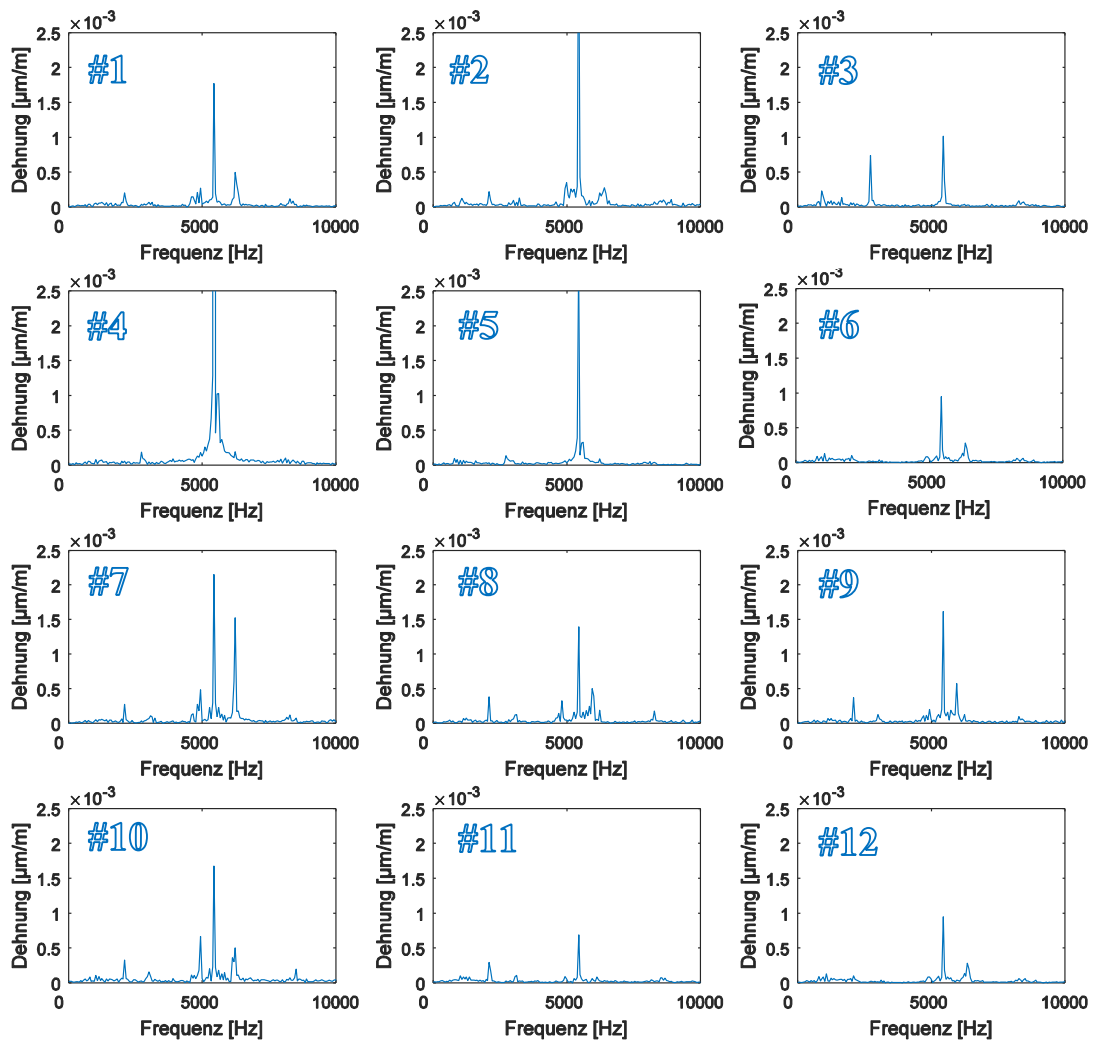


Abbildung 120: Spektren; DMS 1 bis 12; HTEC; ADP

B.5 Inverse-Cut-Off TEC

B.5.1 Betriebspunkt 1, Approach

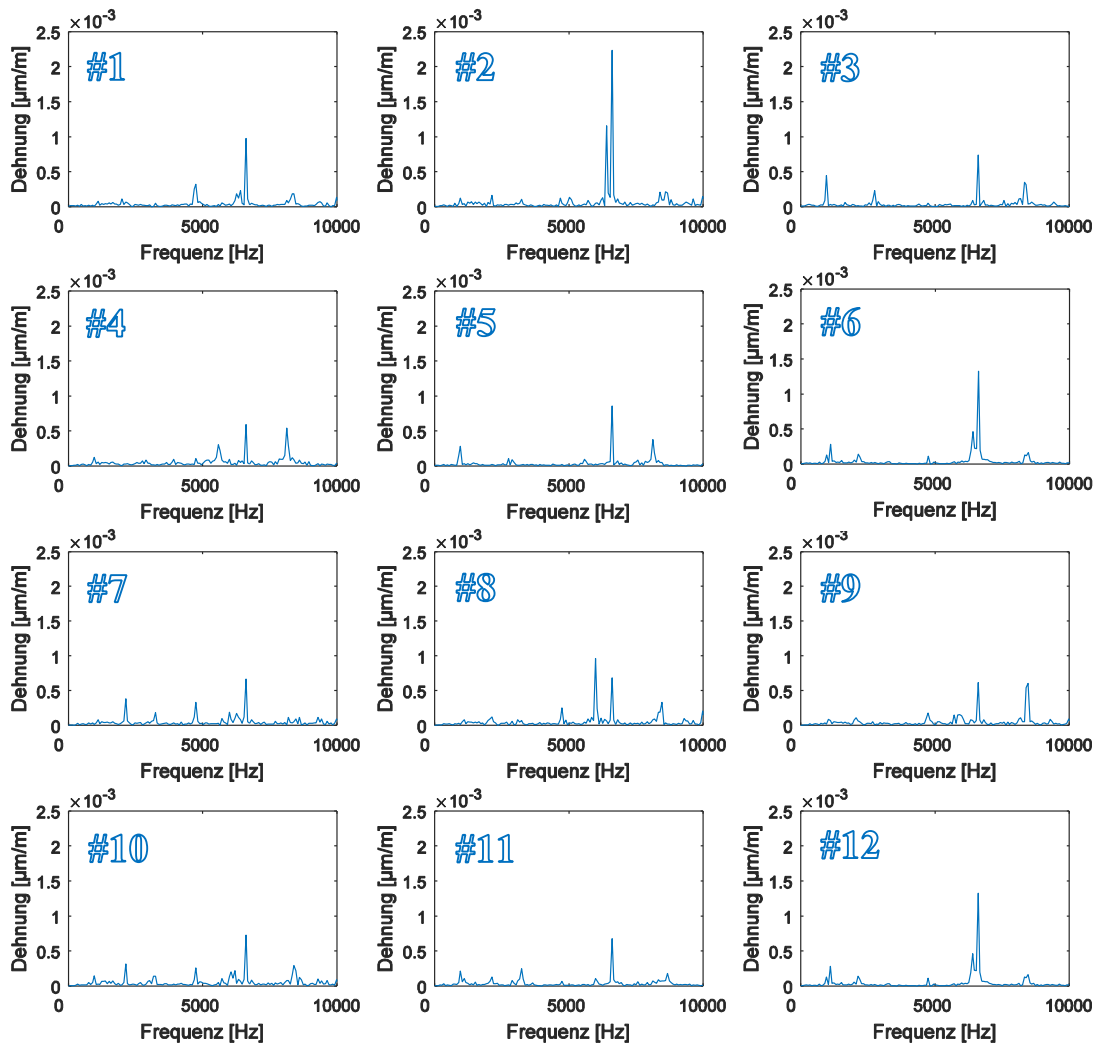


Abbildung 121: Spektren; DMS 1 bis 12; Inverse-Cut-Off TEC; Approach

B.5.2 Betriebspunkt 2, ADP

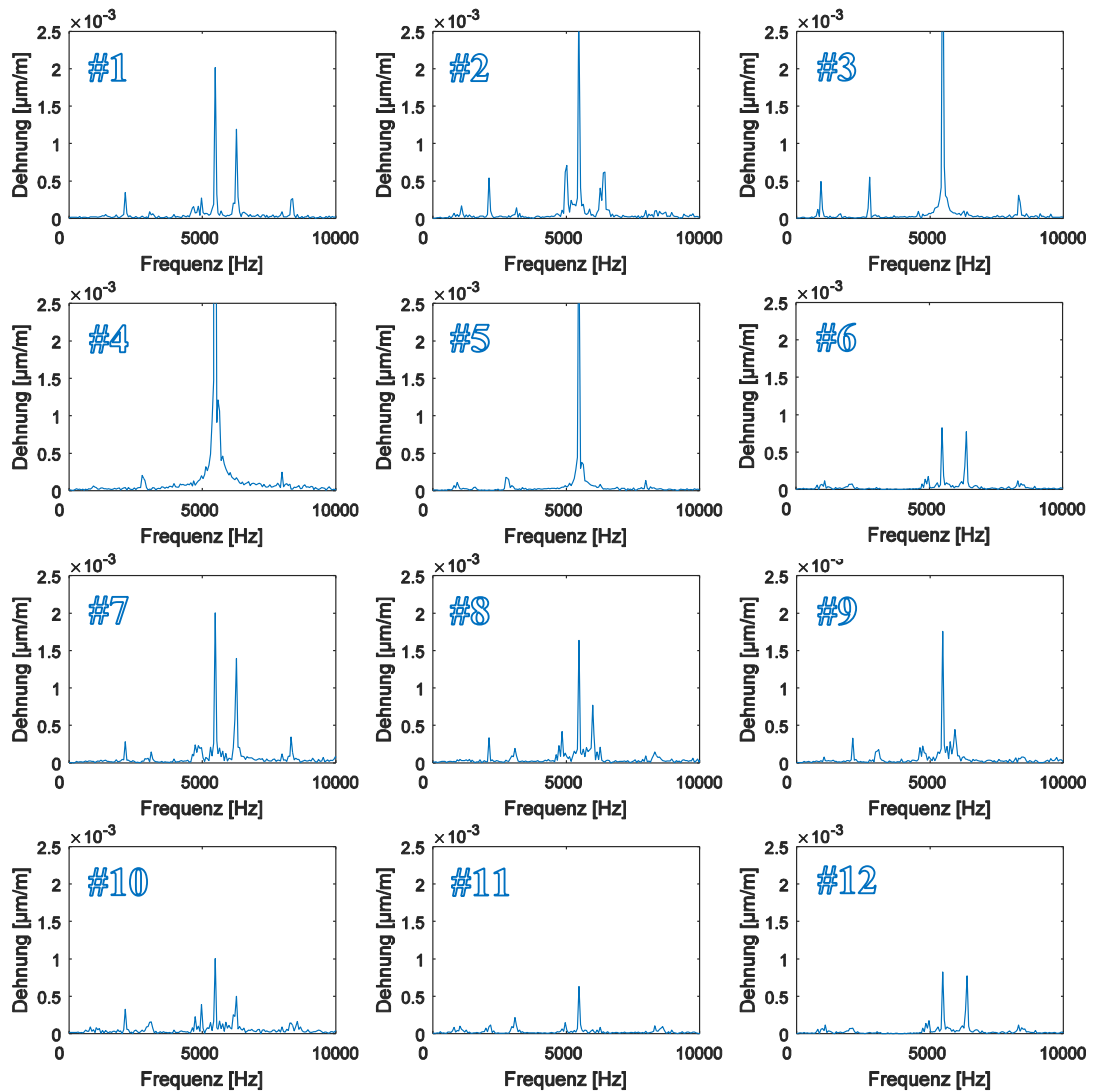


Abbildung 122: Spektren; DMS 1 bis 12; Inverse-Cut-Off TEC; ADP

C Auswertungen der Schaufelschwingungsmessungen

C.1 StandardTEC

C.1.1 Betriebspunkt 1, Approach

Tabelle 31: Schwingungsamplituden; StandardTEC; Approach

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	3,62E-04	2,74E-04	1,48E-04	4,72E-04	3,79E-04
2	1,87E-04	2,47E-04	8,37E-05	7,42E-05	3,42E-05
3	6,64E-05	3,68E-05	1,94E-04	2,30E-04	1,43E-04
4	1,87E-04	6,81E-05	1,20E-05	5,16E-05	5,33E-05
5	6,77E-05	5,30E-05	1,05E-04	2,63E-04	6,03E-05
6	5,51E-05	4,80E-05	3,96E-05	2,41E-05	0,00E+00
7	3,60E-05	4,00E-05	3,57E-05	2,68E-05	2,66E-05
8	6,00E-05	2,40E-05	1,37E-04	4,23E-05	1,07E-04
9	6,70E-05	9,00E-05	1,16E-04	2,74E-05	2,70E-05
10	5,46E-04	7,15E-04	8,27E-04	5,69E-04	9,07E-04
11	8,98E-05	9,00E-05	5,32E-05	6,38E-05	3,11E-05
12	2,64E-04	3,51E-04	2,57E-04	7,31E-05	1,36E-04
13	3,00E-05	2,00E-05	8,83E-05	1,80E-05	1,10E-05
14	3,10E-05	1,60E-05	8,00E-05	1,69E-05	2,71E-05

C.1.2 Betriebspunkt 2, ADP

Tabelle 32: Schwingungsamplituden; StandardTEC; ADP

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	2,15E-04	1,59E-04	5,52E-05	6,84E-05	6,10E-05
2	1,73E-04	8,89E-05	7,45E-05	1,58E-05	4,20E-05
3	8,43E-05	7,74E-05	3,39E-04	1,87E-04	7,55E-05
4	7,07E-04	1,54E-04	4,50E-05	3,18E-05	3,13E-05
5	1,00E-05	3,00E-05	1,44E-04	8,04E-05	3,39E-05
6	3,30E-05	1,26E-05	6,24E-05	2,47E-05	2,00E-05
7	3,93E-05	1,95E-05	3,66E-05	1,38E-05	1,38E-05
8	3,16E+00	3,82E-05	5,37E-04	8,64E-05	9,81E-05
9	7,22E-04	1,56E-03	1,71E-03	6,98E-04	8,22E-04
10	4,38E-05	6,14E-05	5,98E-04	1,06E-04	3,02E-04
11	1,00E-06	1,70E-05	4,00E-05	1,00E-06	1,00E-06
12	1,02E-04	4,28E-05	1,09E-04	7,21E-05	5,56E-05
13	1,05E-05	2,69E-05	6,00E-05	3,65E-05	1,23E-05
14	1,60E-05	3,71E-05	3,59E-05	0,00E+00	1,00E-05

C.2 LeanTEC

C.2.1 Betriebspunkt 1, Approach

Tabelle 33: Schwingungsamplituden; LeanTEC; Approach

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	3,62E-04	1,84E-04	1,70E-04	4,36E-04	3,04E-04
2	1,19E-04	1,87E-04	1,18E-04	6,76E-05	7,39E-05
3	1,70E-05	4,00E-05	1,47E-04	3,42E-04	9,73E-05
4	1,38E-04	1,14E-04	3,50E-05	1,70E-05	3,45E-05
5	4,82E-05	2,00E-05	7,37E-05	1,95E-04	3,35E-05
6	3,90E-05	3,10E-05	2,00E-05	3,36E-05	1,00E-05
7	3,28E-05	2,17E-05	0,00E+00	3,10E-05	1,00E-05
8	3,32E-05	2,28E-05	1,22E-04	7,00E-05	9,56E-05
9	4,30E-05	9,40E-05	2,98E-04	9,30E-05	1,00E-05
10	5,37E-04	6,82E-04	7,85E-04	5,50E-04	9,68E-04
11	9,57E-05	8,57E-05	4,45E-05	3,79E-05	2,00E-05
12	1,85E-04	2,31E-04	3,04E-04	2,71E-04	1,67E-04
13	7,00E-05	2,10E-05	1,17E-04	1,67E-05	0,00E+00
14	1,60E-05	3,15E-05	1,00E-04	2,40E-05	1,50E-05

C.2.2 Betriebspunkt 2, ADP

Tabelle 34: Schwingungsamplituden; LeanTEC; ADP

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	1,83E-04	1,76E-04	5,10E-05	6,73E-05	1,27E-04
2	8,01E-05	6,76E-05	1,70E-05	1,41E-05	1,14E-05
3	5,63E-05	5,63E-05	3,00E-04	2,40E-04	7,07E-05
4	3,60E-04	1,12E-04	5,64E-05	5,56E-05	3,08E-05
5	2,16E-05	3,14E-05	1,14E-04	5,56E-05	6,03E-05
6	1,43E-05	2,88E-05	5,62E-05	2,62E-05	0,00E+00
7	1,69E-05	3,35E-05	4,73E-05	1,22E-05	0,00E+00
8	4,67E-05	4,88E-05	8,22E-04	6,74E-05	1,39E-04
9	4,20E-04	1,26E-03	1,88E-03	7,19E-04	8,12E-04
10	5,21E-05	4,40E-05	7,75E-04	3,20E-04	2,21E-04
11	2,47E-05	3,95E-05	5,79E-05	1,00E-05	1,82E-05
12	1,04E-04	3,10E-05	1,13E-04	5,14E-05	3,32E-05
13	1,62E-05	4,64E-05	3,99E-05	2,41E-05	1,60E-05
14	2,11E-05	3,92E-05	3,81E-05	7,50E-06	1,45E-05

C.3 HTEC

C.3.1 Betriebspunkt 1, Approach

Tabelle 35: Schwingungsamplituden; HTEC; Approach

Mode	Amplitude [$\mu\text{m}/\text{m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	4,65E-04	2,12E-04	1,41E-04	1,61E-04	1,89E-04
2	8,80E-05	8,29E-05	3,80E-05	1,22E-04	9,83E-05
3	8,86E-05	6,12E-05	2,03E-04	2,88E-04	1,10E-04
4	2,40E-04	7,18E-05	7,90E-05	6,00E-05	5,83E-05
5	6,09E-05	1,40E-05	1,45E-04	2,07E-04	4,78E-05
6	3,80E-05	8,00E-06	5,20E-05	0,00E+00	6,60E-06
7	2,90E-05	6,60E-06	3,80E-05	3,75E-05	9,72E-06
8	2,00E-05	2,00E-05	1,52E-04	8,90E-05	1,05E-04
9	4,36E-05	1,02E-04	5,02E-04	1,20E-04	2,78E-05
10	7,28E-04	8,46E-04	6,09E-04	6,49E-04	1,18E-03
11	8,44E-05	8,30E-05	3,72E-05	5,95E-05	2,66E-05
12	3,76E-04	2,36E-04	2,74E-04	1,42E-04	1,46E-04
13	4,82E-05	1,00E-05	1,04E-04	3,00E-05	1,57E-05
14	8,00E-06	2,00E-05	1,09E-04	1,10E-05	3,29E-05

C.3.2 Betriebspunkt 2, ADP

Tabelle 36: Schwingungsamplituden; HTEC; ADP

Mode	Amplitude [$\mu\text{m}/\text{m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	2,28E-04	7,68E-05	1,04E-04	9,81E-05	1,26E-04
2	1,35E-04	5,94E-05	3,55E-05	3,83E-05	5,16E-05
3	5,27E-05	3,36E-05	3,27E-04	2,94E-04	1,02E-04
4	7,40E-04	1,34E-04	2,35E-05	2,70E-05	2,00E-05
5	2,53E-05	2,26E-05	1,56E-04	1,04E-04	4,11E-05
6	2,30E-05	3,63E-05	5,86E-05	3,15E-05	0,00E+00
7	1,69E-05	3,30E-05	0,00E+00	1,42E-05	0,00E+00
8	1,80E-05	6,15E-05	6,67E-04	9,14E-05	8,29E-05
9	1,02E-03	3,22E-03	1,67E-03	6,89E-04	9,45E-04
10	3,99E-05	8,82E-05	5,00E-04	8,33E-05	2,82E-04
11	2,00E-05	1,80E-05	3,10E-05	1,49E-05	1,29E-05
12	9,00E-05	4,16E-05	1,96E-04	6,46E-05	5,95E-05
13	2,26E-05	7,00E-06	4,13E-05	1,68E-05	1,00E-05
14	2,06E-05	1,43E-05	2,65E-05	2,65E-05	1,50E-05

C.4 Inverse-Cut-Off TEC

C.4.1 Betriebspunkt 1, Approach

Tabelle 37: Schwingungsamplituden; Inverse-Cut-Off TEC; Approach

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	4,47E-04	2,89E-04	1,57E-04	2,23E-04	3,02E-04
2	5,70E-05	3,06E-05	8,16E-05	2,00E-05	5,29E-05
3	1,50E-05	3,46E-05	3,26E-04	1,37E-04	1,36E-04
4	2,00E-04	3,00E-05	4,00E-05	2,62E-05	1,16E-05
5	2,31E-05	2,00E-05	1,79E-04	2,42E-04	3,20E-05
6	1,56E-05	1,86E-05	2,61E-05	1,35E-05	4,00E-06
7	3,83E-05	3,29E-05	8,50E-06	1,38E-05	4,00E-06
8	5,32E-05	2,59E-05	2,95E-04	6,30E-05	1,11E-04
9	3,80E-05	9,63E-05	1,76E-04	1,13E-04	2,98E-05
10	7,21E-04	8,57E-04	7,21E-04	6,72E-04	1,31E-03
11	9,29E-05	8,73E-05	4,29E-05	5,70E-05	2,48E-05
12	3,55E-04	3,67E-04	2,89E-04	1,24E-04	1,19E-04
13	6,20E-05	1,60E-05	1,02E-04	2,70E-05	2,00E-05
14	1,00E-05	1,50E-05	7,40E-05	1,14E-05	2,57E-05

C.4.2 Betriebspunkt 2, ADP

Tabelle 38: Schwingungsamplituden; Inverse-Cut-Off TEC; ADP

Mode	Amplitude [$\mu\text{m/m}$]				
	DMS#3	DMS#5	DMS#10	DMS#11	DMS#12
1	4,94E-04	1,11E-04	8,10E-05	9,97E-05	1,15E-04
2	6,21E-05	4,55E-05	3,00E-05	1,75E-05	2,07E-05
3	1,00E-05	6,00E-06	3,25E-04	1,18E-04	7,62E-05
4	5,53E-04	1,76E-04	4,66E-05	1,21E-05	1,72E-05
5	3,88E-05	2,00E-05	1,61E-04	2,18E-04	1,85E-05
6	2,05E-05	2,67E-05	4,61E-05	1,53E-05	0,00E+00
7	2,63E-05	3,09E-05	3,82E-05	7,20E-06	0,00E+00
8	6,57E-05	6,75E-05	3,90E-04	1,49E-04	1,73E-04
9	4,18E-03	3,53E-03	1,00E-03	6,31E-04	8,25E-04
10	9,92E-05	8,28E-05	4,99E-04	8,43E-05	7,74E-04
11	2,46E-05	1,20E-05	2,86E-05	1,32E-05	2,24E-05
12	3,09E-04	1,37E-04	1,44E-04	1,04E-04	1,19E-04
13	6,10E-05	1,92E-05	4,76E-05	2,47E-05	1,82E-05
14	5,49E-05	1,49E-05	1,00E-05	1,00E-05	1,86E-05

C.5 TEC Ranking

C.5.1 Betriebspunkt 1, Approach

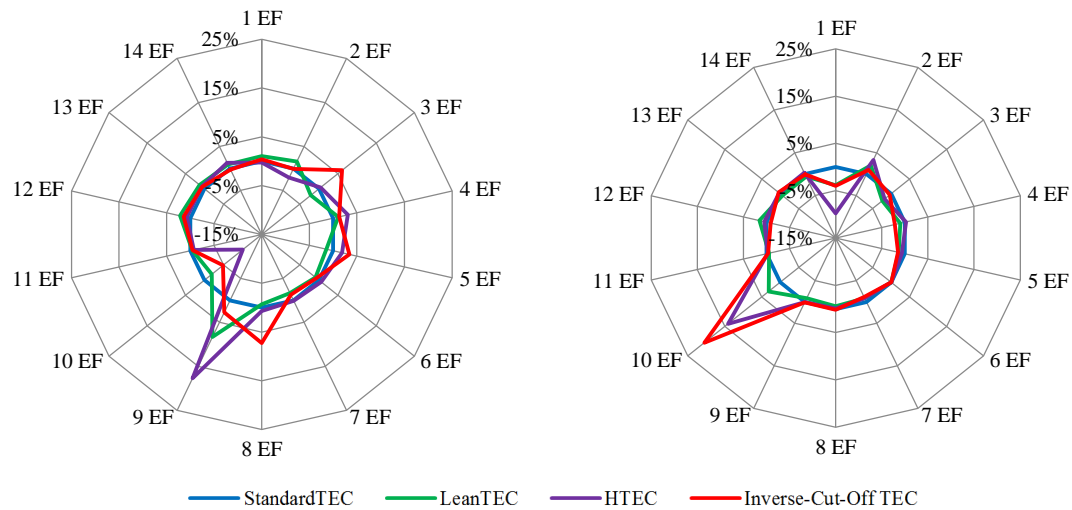


Abbildung 123: TEC Vergleich; BP 1 - Approach; DMS#10 (links) und DMS#12 (rechts)

C.5.2 Betriebspunkt 2, ADP

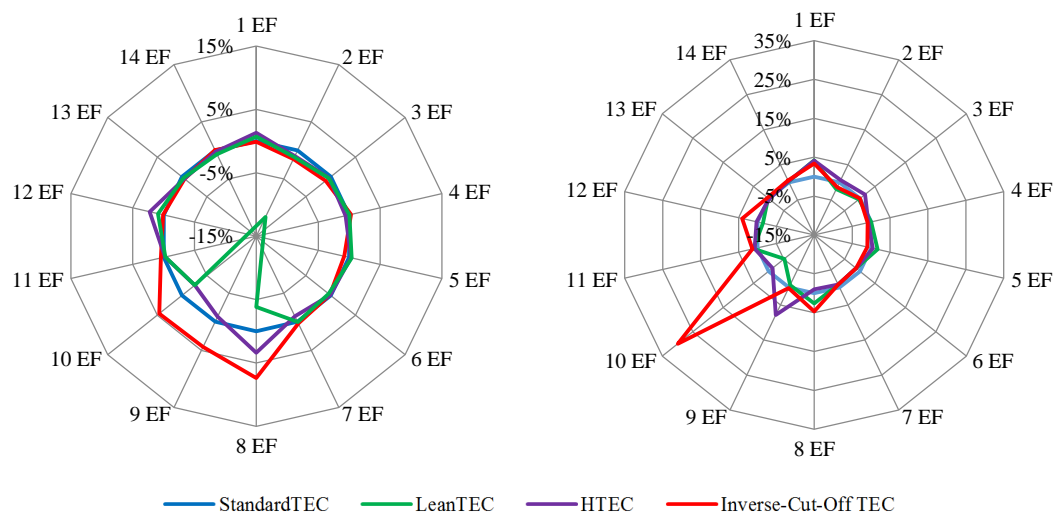


Abbildung 124: TEC Vergleich; BP 2 - ADP; DMS#10 (links) und DMS#12 (rechts)