



Markus Justl, BSc

# **Numerische Charakterisierung sowie aeroelastische Untersuchung einer Niederdruckturbinenbeschaufelung**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Dipl.-Ing. Florian Schönleitner

Graz, Februar 2015

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

### ***AFFIDAVIT***

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

*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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum/Date

---

Unterschrift/Signature

## **Vorwort**

Diese Arbeit ist während meines Studiums für Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau an der Technischen Universität Graz entstanden. Während der Ausführung dieser Masterarbeit am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik haben mich meine Betreuer, Herr Dipl. -Ing. Dr. techn. Andreas Marn und Herr Dipl. -Ing. Florian Schönleitner, stets unterstützt. Für die große Hilfestellung und die Ermöglichung der Durchführung der Arbeit möchte ich mich bei beiden bedanken.

Der größte Dank gilt jedoch meiner Familie, meinen Brüdern Andreas und Gerald, meinem Vater Anton, meiner Mutter Jutta, ihrem Lebensgefährten Thomas, sowie meinem Großvater Franz und seiner Frau Inge, für die Unterstützung in meinem Leben und während meiner Ausbildung.

Besonderer Dank gilt meiner Lebensgefährtin Elisabeth, die mich im Laufe meiner Studienzeit in jeder Lebenslage unterstützte.

Vielen Dank.

Markus Justl

## Kurzfassung

Als Teil eines Projekts am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik werden in dieser Masterarbeit als Grundlage für die Messung von Schaufelschwingungen numerische Untersuchungen an einer Niederdruckturbinenbeschaufelung durchgeführt. Grundsätzlich ist die Messung von Schaufelschwingungen mittels Dehnungsmessstreifen ein wichtiger Aspekt bezüglich der Optimierung von Flugtriebwerken im Bereich der Aeroelastik.

Der erste Teil dieser Arbeit widmet sich der Durchführung einer numerischen Modalanalyse mittels geeigneter Software. Dabei werden verschiedene Modelle zur Ermittlung der modalen Eigenschaften ausgeführt und miteinander verglichen. Anhand der Modelle werden einerseits die Möglichkeiten der Simulationssoftware zur Modellierung von Kontakten untersucht und andererseits die Genauigkeit der Resultate von einfachen mit komplexen Ausführungen verglichen. Als Referenz werden vorhandene Ergebnisse aus einer experimentellen Modalanalyse herangezogen, um die Ergebnisse der numerischen Simulation zu verifizieren. Die gefundenen Eigenformen der Turbinenschaufeln dienen im Weiteren als Hilfestellung zur Applizierung von Dehnungsmessstreifen an der tatsächlichen Schaufel.

Der zweite Teil der Arbeit widmet sich einer Ein-Weg-FSI-Analyse (Fluid-Struktur-Interaktion). Dabei wird der aus einer Strömungssimulation gefundene Druck auf das strukturmechanische Modell der Rotorschaufel aufgebracht. Die daraus resultierenden Schaufelverformungen dienen zur optimalen Einstellung eines Telemetriesystems zur Schaufelschwingungsmessung. Darauf aufbauend ist es in Zukunft möglich eine Zwei-Wege-FSI-Analyse aus der durchgeführten Simulation abzuleiten.

## **Abstract**

As part of a project at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics numerical studies are conducted on low-pressure turbine blades in this thesis. These studies provide the basis for the measurement of blade vibrations. In principle, the measurement of blade vibrations by use of strain gauges is an important aspect regarding the optimization of aircraft engines in the field of aeroelasticity.

The first part of this thesis is about the implementation of a numerical modal analysis using appropriate software. Therefore various models are investigated and compared to each other to determine the modal properties. With these models the possibilities of modeling contacts with the software used are determined. Also the accuracy of the results from simple to complex designs are compared. To verify the results of the numerical simulation, results of an experimental modal analysis are used. The resulting eigenmodes of the turbine blades serve as assistance for the application of strain gauges on the actual blade.

The second part of this thesis is about a one-way FSI (Fluid-Structure-Interaction) analysis . The pressure arising as a result from a CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation is applied on the mechanical model of the rotor blade. The resulting blade deformations are needed for the optimal setting of a telemetry system used for blade vibration measurement.

In future it is possible to derive a two-way FSI analysis based on these investigations.

# Nomenklatur

<b>Kurzform</b>	<b>Beschreibung</b>
1BL	Ein-Schaufel-Modell
3BL-H	Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung
3BL	Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung
5BL	Fünf-Schaufel-Modell
72BL	72-Schaufel-Modell
AdMoNt	<u>A</u> erodynamische Schwingungsanregung <u>M</u> oderner <u>N</u> iederdruckturbinenbeschaukelungen
AL	Augmented Lagrange
B	Bonded
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DMS	Dehnungsmessstreifen
EF	Eigenform
F	Frictional
FE	Finite Elemente
FL	Frictionless
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
i	Nodal Diameter
MDOF	Multi Degree of Freedom
MPC	Multi-Point Constraint
NL	Normal Lagrange
NS	No Separation
PP	Pure Penalty
SDOF	Single Degree of Freedom
SST	Shear Stress Transport
$\mu$	Mittelwert
$\mu_0$	Haftungskoeffizient
$\mu_R$	Reibungskoeffizient
$\sigma$	Standardabweichung

# Inhaltsverzeichnis

Vorwort.....	II
Kurzfassung .....	III
Abstract.....	IV
Nomenklatur.....	V
1 Einleitung .....	1
1.1 Aufgabenstellung .....	2
1.2 Zielsetzung.....	3
2 Theoretische Grundlagen.....	5
2.1 FE-Kontaktmodellierung.....	5
2.1.1 Pure Penalty .....	8
2.1.2 Augmented Lagrange.....	9
2.1.3 Normal Lagrange .....	10
2.1.4 Multi-Point Constraint (MPC).....	11
2.1.5 Erfassung der Kontakte.....	12
2.1.6 Vergleich der Kontaktformulierungsmethoden.....	12
2.2 Modalanalyse .....	15
2.2.1 Experimentelle Modalanalyse.....	21
2.2.2 Numerische Modalanalyse .....	24
2.3 Fluid-Struktur-Interaktion.....	25
2.3.1 Ein-Weg-FSI .....	26
2.3.2 Zwei-Wege-FSI .....	29
3 Numerische Modalanalyse .....	31
3.1 Modelle .....	31
3.1.1 Ein-Schaufel-Modell .....	33
3.1.2 Drei-Schaufel-Modelle.....	34
3.1.3 Fünf-Schaufel-Modell .....	37
3.1.4 72-Schaufel-Modell .....	38
3.2 Modellaufbereitung.....	39

3.3	Vernetzung.....	42
3.4	Kontaktmodellierung.....	44
3.5	Ergebnisse .....	52
3.6	Vergleich der Modelle.....	58
4	Fluid-Struktur-Interaktion .....	66
4.1	Numerische Simulation der Strömung .....	67
4.1.1	Modellbeschreibung .....	67
4.1.2	Randbedingungen.....	70
4.1.3	Resultierender statischer Druckverlauf .....	73
4.2	FSI-Modell.....	75
4.3	Ergebnisse der FSI-Analyse.....	78
5	Zusammenfassung.....	80
6	Tabellenverzeichnis.....	82
7	Abbildungsverzeichnis.....	83
8	Literaturverzeichnis .....	85
	Anhang A: Veröffentlichungen .....	87
	Anhang B: Eigenformen (72-Schaufel-Modell, bonded) .....	102



# 1 Einleitung

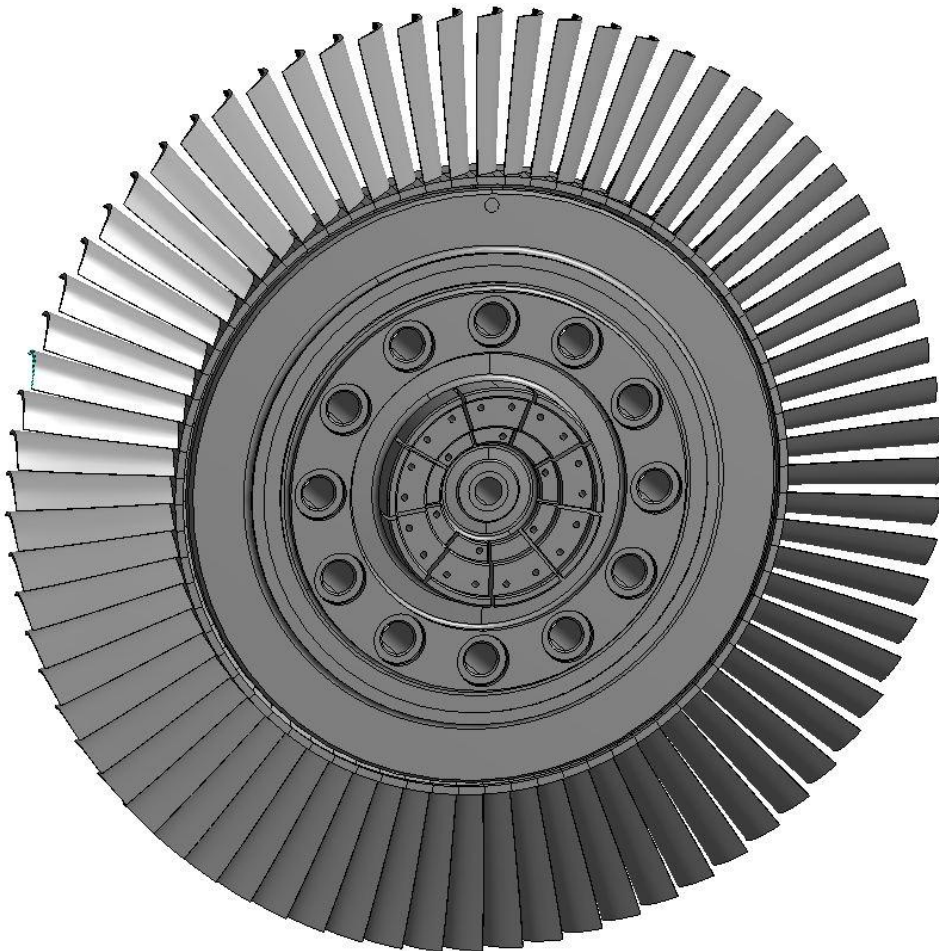
Mit zunehmender Globalisierung und steigendem Lebensstandard wachsen auch die menschlichen Bedürfnisse immer weiter. Um die Erfüllung dieser Ansprüche gewährleisten zu können, stellt die Luftfahrt - sowohl Personen- als auch Güterverkehr - einen bedeutenden Faktor dar. Aus diesem Grund steigt die Anzahl der durchgeführten Flüge jährlich stetig an. Mit dem Anstieg des Luftverkehrs wird natürlich auch der gesamte jährliche Treibstoffverbrauch im Luftfahrtsektor immer größer.

Deshalb ist es von großer Bedeutung den Kraftstoffverbrauch eines Flugzeugs und dementsprechend jenen der eingesetzten Flugtriebwerke immer weiter zu reduzieren. Da ein Großteil der Triebwerkskomponenten bereits einen hohen Wirkungsgrad aufweisen, ist es nötig andere Möglichkeiten zur Optimierung zu finden. Ein Ansatz zur Reduktion des Treibstoffverbrauchs ist die Minimierung des Triebwerksgewichtes. Dies kann durch verschiedene Maßnahmen erreicht werden, unter anderem durch Änderung der Anzahl der Stützrippen des Triebwerksaustrittsgehäuses oder durch eine Verkürzung der axialen Abstände zwischen den Schaufelreihen. Werden die Abstände zwischen den Schaufelreihen verringert, so kommt es zu einer schwächeren Ausmischung der Nachläufe der stromaufwärtsliegenden Statoren, wodurch wiederum die Rotorbeschaufelung stärker angeregt wird. Diese stärkere Anregung führt zu großen Schwingungsamplituden und in weiterer Folge zu hohen Spannungen. Werden diese Spannungen zu hoch, kommt es letztendlich zum Schaufelbruch und somit zum Totalausfall des Triebwerks. Da dies unter allen Umständen zu vermeiden ist, sind zuverlässige Berechnungen bereits in sehr frühen Phasen der Triebwerksauslegung unumgänglich. Um die Zuverlässigkeit dieser Berechnungen erhöhen zu können, sind qualitativ hochwertige Messergebnisse zur Kalibrierung der Berechnungswerkzeuge unverzichtbar.

Zur detaillierten Analyse der Anregung der Turbinenbeschaufelung werden am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz im Rahmen des Projekts AdMoNt (Aerodynamische Schwingungsanregung Moderner Niederdruckturbinenbeschaufelungen) aeroelastische Untersuchungen an verschiedenen Arten von Turbinenbeschaufelungen und Turbinenaustrittsgehäusen durchgeführt. Zur Messung der Schwingungen werden an den Turbinenschaufeln Dehnungsmessstreifen (DMS) angebracht.

## 1.1 Aufgabenstellung

Als Teil von AdMoNt werden in dieser Masterarbeit numerische Untersuchungen an dem in Abbildung 1 dargestellten Rotor (mit variierender Beschauung) durchgeführt.



*Abbildung 1: CAD-Modell Rotor*

Zur richtigen Positionierung der DMS ist die Bestimmung der modalen Eigenschaften, insbesondere der auftretenden Eigenformen der untersuchten Schaufeln, notwendig. Hierzu wird mit dem Programmpaket ANSYS (Version 13) eine numerische Modalanalyse ausgeführt. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden mit experimentellen Daten, die durch Traussnig [1] an der selben Geometrie untersucht wurden, verglichen.

Für die numerische Modalanalyse muss besonderes Augenmerk auf die Modellbildung gelegt werden. Aus diesem Grund ist vor der numerischen Simulation eine ausführliche Recherche zu den Möglichkeiten der Kontaktmodellierung in ANSYS nötig. Für ein gutes FEM-Modell ist die Modellierung der Kontaktstellen, in diesem Fall die Verbindung Rotorscheibe und Rotorschaukel, neben der Bestimmung der Randbedingungen einer der bedeutendsten Einflussfaktoren um qualitativ hochwertige Ergebnisse zu erzielen.

## Einleitung

Des Weiteren soll das erstellte strukturmechanische FE-Modell mit einem aus Messdaten erstellten Strömungsmodell überlagert werden. Dies soll aber nur in einem einfachen Modell, einer sogenannten Ein-Weg-FSI-Analyse, verwirklicht werden.

## 1.2 Zielsetzung

In dieser Masterarbeit sollen die modalen Eigenschaften des Rotormodells numerisch ermittelt werden. Um für diese Simulation ein aussagekräftiges Modell erstellen zu können, müssen die Möglichkeiten der Kontaktmodellierung in ANSYS theoretisch erarbeitet werden. Diese theoretischen Erkenntnisse sollen dann anhand einer Kontaktstudie verifiziert werden. Dafür werden anhand eines vereinfachten Modells des Rotors die verschiedenen Einstellmöglichkeiten zur Modellierung der Kontakte analysiert. Die daraus ermittelten Eigenfrequenzen werden anschließend untereinander, sowie mit den realen Messergebnissen verglichen. Somit soll eine Empfehlung gegeben werden, welche Einstellungen in den verschiedenen Fällen unter der Beachtung der Rechenkapazitäten am besten vorgenommen werden sollten.

Die Erarbeitung eines geeigneten Modells ist ein wichtiger Punkt bei der Durchführung der Modalanalyse. Dabei werden verschiedene Ausführungen (Ein-, Drei-, Fünf- und 72-Schaufel-Modell) zur Simulation des Rotors untersucht. Unter Einbeziehung von Modellgröße, Simulationsdauer und Ergebnisgenauigkeit soll ein geeignetes Modell gefunden werden.

Außerdem dient die numerische Modalanalyse zur Ermittlung der Eigenformen der Turbinenschaufel anhand derer die optimale Position der DMS zur Schaufelschwingungsmessung festgelegt werden kann.

Bei der anschließenden numerischen Untersuchung mittels FSI wird ein sehr vereinfachtes Modell herangezogen. Im konkreten Fall wird eine Schaufel des Rotors mit den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation gekoppelt. Diese Strömung wird aus bereits früher am Institut durchgeführten Messungen simuliert. Die vorhandenen Messwerte dienen hierbei als Randbedingung für die Simulation der Strömungsvorgänge.

Die durchgeführte Ein-Weg-FSI-Analyse soll zur ersten Abschätzung der durch die Gasströmung im Triebwerk bewirkten Verformung der Turbinenbeschaufelung dienen. Diese ermittelte Verformung wird auch zur Einstellung der Telemetrie benötigt. Die durchgeführte Analyse dient außerdem als Hilfestellung für eine Zwei-Wege-FSI-Analyse.

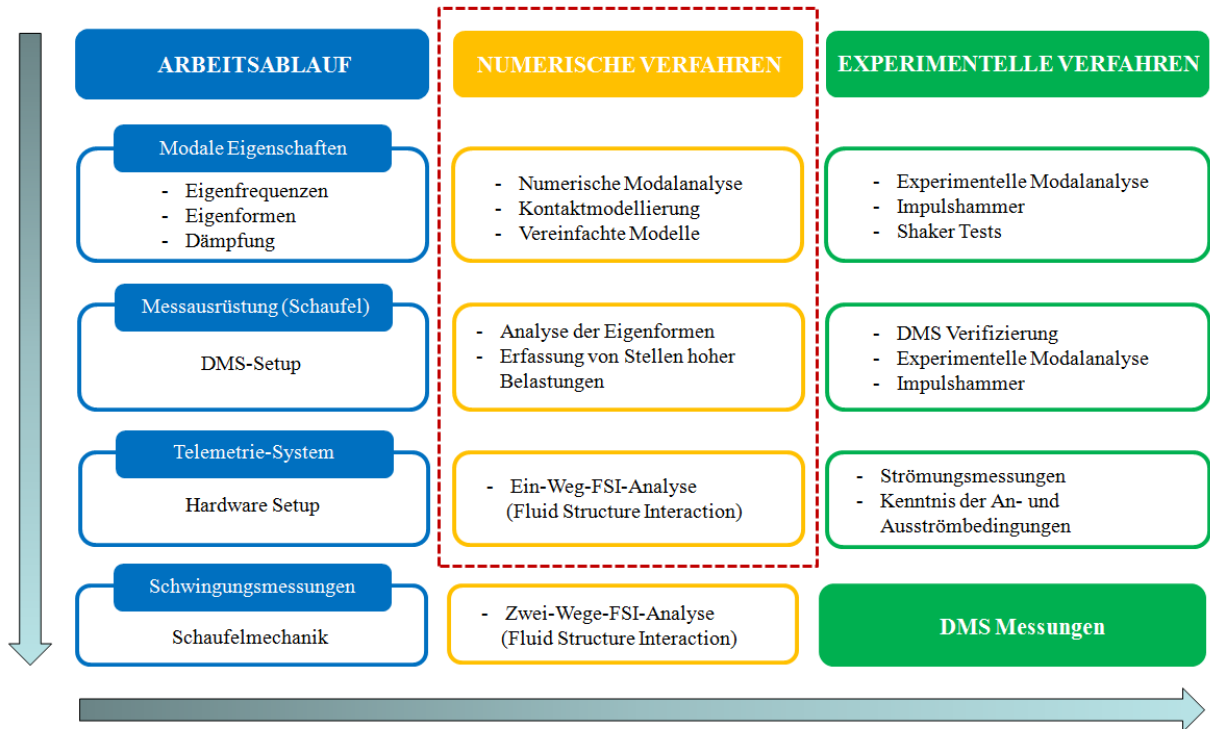


Abbildung 2: Arbeitsablauf der aeroelastischen Untersuchung

Abbildung 2 zeigt den gesamten Arbeitsablauf der aeroelastischen Untersuchung der Niederdruckturbinenbeschaufelung. Dabei zeigt der rot eingerahmte Bereich die bereits beschriebenen Durchführungen die im Rahmen dieser Masterarbeit erläutert werden. Es wird weiters veranschaulicht welche Untersuchungen, neben den bereits besprochenen, durchzuführen sind, um schlussendlich die Schaufelschwingungen mittels Dehnmessstreifen messen zu können.

## 2 Theoretische Grundlagen

Zur Erstellung eines repräsentativen FE-Modells ist die Wahl der richtigen Randbedingungen von großer Bedeutung. Im vorliegenden Fall - der Rotor einer Niederdruckturbinenstufe - muss besonders auf die Modellierung der Kontaktstellen zwischen den Rotorscheufeln und der Rotorscheibe geachtet werden. Im Folgenden wird nun im Detail auf die Möglichkeiten zur Definition der Kontakte in ANSYS eingegangen. Außerdem werden die verschiedenen Methoden zur Berechnung der Kontakte genauer betrachtet und es wird bestimmt bei welchem Kontaktmodell welche Berechnungsmethode angewendet wird.

Mit der Definition der jeweiligen Kontaktbedingung kann somit ein FE-Modell zur Ermittlung der Eigenfrequenzen und den zugehörigen Eigenformen (numerische Modalanalyse) erstellt werden. Hierzu folgt eine kurze Definition der Modalanalyse im Allgemeinen, sowie die Erläuterung von experimenteller und numerischer Vorgehensweise.

Abschließend erfolgt in diesem Kapitel eine theoretische Einführung in die Grundlagen der Fluid-Struktur-Interaktion, welche einen weiteren wichtigen Eckpunkt dieser Masterarbeit darstellt.

### 2.1 FE-Kontaktmodellierung

Laut ANSYS [2] entsteht ein Kontakt im Allgemeinen wenn zwei unabhängige Körper sich in einer bestimmten Fläche berühren und folgende Bedingungen erfüllt werden:

- Es kommt zu keiner gegenseitigen Durchdringung der Körper
- Es können Normal- sowie Tangentialkräfte in den Kontaktstellen übertragen werden
- Die Körper können fest miteinander verbunden sein (linear)
- Es kann zur Trennung der beiden Körper kommen (nichtlinear)

Um das Verhalten der beiden Körper in den Kontaktstellen geeignet beschreiben zu können liefert ANSYS [2] verschiedene Kontaktarten. Diese sind einzuteilen in lineare (*bonded*, *no separation*) und nichtlineare Kontakte (*frictional*, *frictionless*, *rough*) und werden wie folgt definiert:

#### ***Bonded***

Als *bonded* (deutsch: verbunden) wird ein Kontakt bezeichnet, bei dem weder relatives Gleiten der Kontaktflächen zueinander noch das Abheben einer Fläche von der anderen auftreten kann. Dies bedeutet, dass die miteinander in Kontakt stehenden Flächen fix miteinander verbunden sind, man kann sie sich quasi als zusammengeklebt vorstellen. Da somit keine Änderung der Lage der Kontaktflächen zueinander zustande kommt, kann

angenommen werden, dass die miteinander verbundenen Teile (in den Kontaktflächen) wie ein zusammenhängendes Bauteil behandelt werden. Der *bonded* Kontakt ist aus diesem Grund die einfachste Art der Kontaktdefinition mit dem geringsten benötigten Rechenaufwand. Da jedoch jegliche Relativbewegung der in den Kontaktstellen berührenden Körpern verhindert wird, ist diese Kontaktart jene, die von den realen Bedingungen am meisten abweicht. Somit muss vor ihrer Verwendung genau bedacht werden, ob diese starke Vereinfachung zulässig ist.

### **No Separation**

Diese Art der Kontaktdefinition ist dem *bonded*-Kontakt ziemlich ähnlich. Es kommt auch hier zu keiner Trennung der Kontaktflächen voneinander. Im Unterschied zur Kontaktart *bonded* kann es jedoch zu minimalem reibungsfreiem Gleiten kommen. Somit ist der benötigte Rechenaufwand für diese Kontaktart höher, ist aber gerade für größere Kontaktflächen (im Vergleich zur Größe der Geometrie) oft besser geeignet, da die Kontaktstellen nicht so starr behandelt werden.

### **Frictional**

Der reibungsbehaftete Kontakt kommt dem realen Fall am nächsten, geht jedoch mit dementsprechend großem Rechenaufwand einher. Die Kontaktflächen können sich einerseits tangential zu einander bewegen und andererseits kann es zum Abheben eines Körpers vom anderen kommen. Es gibt demnach keine künstlich eingeführten Einschränkungen der Bewegungsfreiheit der beiden betrachteten Körper. Die tangentielle Bewegung wird, da die Körper wie in der Realität reibungsbehaftet sind, mittels definiertem Reibungskoeffizient bestimmt. Abhängig von den eingesetzten Materialpaarungen kann dieser Koeffizient für die verschiedenen Fälle einschlägiger Fachliteratur entnommen werden.

Allgemein gilt laut Gross et al. [3] das Coulombsche Reibungsgesetz  $H_0 = \mu_0 \cdot N$  sowie die Haftbedingung  $|H| \leq H_0$  (H...Haftungskraft, N...Normalkraft,  $\mu_0$  ...Haftungskoeffizient). Wird die Haftbedingung erfüllt, kommt es zu keiner Relativbewegung der Flächen zueinander, also die Körper haften. Wird die Haftbedingung nicht erfüllt, also die Haftungskraft ist größer als das Produkt aus Normalkraft und Reibungskoeffizient, so beginnen die Körper zu gleiten, wobei die Reibungskraft  $R = \mu_R \cdot N$  ( $\mu_R$ ...Reibungskoeffizient) dieser Gleitbewegung entgegenwirkt.

### ***Frictionless***

Ähnlich dem reibungsbehafteten Fall kann bei der reibungsfreien Betrachtung eine Relativbewegung der Kontaktflächen zueinander sowie eine Trennung dieser auftreten. Bei der tangentialen Bewegung der Flächen zueinander tritt jedoch keine Reibung auf, es fällt somit die Mitberücksichtigung des Reibungskoeffizienten aus oder genauer gesagt wird dieser gleich Null gesetzt. Zur numerischen Berechnung werden den Kontaktflächen sogenannte *weak springs*, also eine Art schwache Federung, zugewiesen, um das Modell zu stabilisieren und eine plausible Lösung finden zu können.

### ***Rough***

Ist von der Berechnungsmethode dem reibungsfreien Kontakt ähnlich. Kann der reibungsfreie Fall als ein Extremfall des reibungsbehafteten angesehen werden, da der Reibungskoeffizient Null gesetzt wird, so stellt ein Kontakt der Art *rough* den entgegengesetzten Extremfall dar, da in diesem Fall der Reibungskoeffizient unendlich groß wird. Das Auftreten von Gleiten ist dementsprechend nicht möglich, eine Trennung der Kontaktflächen kann jedoch auftreten.

Die Wahl des geeigneten Kontaktmodells muss nun für jeden betrachteten Fall nach verschiedenen Gesichtspunkten durchgeführt werden. Es ist vor allem zu klären, wie groß der Rechenaufwand sein darf und wie hoch die gewünschte Genauigkeit für die zu erzielende Lösung sein muss. Eine genaue Gegenüberstellung der einzelnen Kontaktarten und der zugehörigen Berechnungsmethoden soll im Laufe dieser Arbeit getätigt werden.

Nach Bestimmung der Kontaktart, abhängig vom jeweiligen Fall, muss die gewünschte Berechnungsmethode gewählt werden. Dazu bietet ANSYS [2], [4] vier verschiedene Möglichkeiten, die je Anwendungsfall mehr oder weniger zulässig sind und die im Folgenden detailliert beschrieben werden. Diese Kontaktformulierungen werden angewandt, um eine sogenannte Kontaktkompatibilität sicherzustellen. Wird diese Kompatibilität nicht gewährleistet, kommt es, wie in Abbildung 3 dargestellt, zum Eindringen eines Körpers in den anderen, was in Realität naturgemäß nicht auftreten kann und somit die Lösung unbrauchbar machen würde.

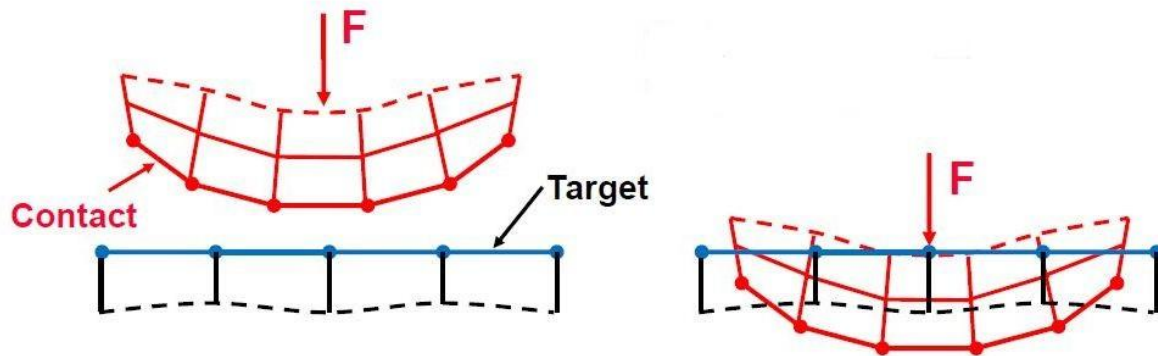


Abbildung 3: Nichterfüllen der Kontaktcompatibilität nach ANSYS [2]

### 2.1.1 Pure Penalty

Für die *Pure Penalty* Methode gilt folgende Kontaktformulierung:

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetration}$$

Es wird für die Kontaktkraft  $F_{normal}$  eine Kontaktsteifigkeit  $k_{normal}$  eingeführt. Je höher diese Kontaktsteifigkeit ist, desto geringer ist die Eindringtiefe  $x_{penetration}$  eines Körpers in den anderen, dargestellt in Abbildung 4.

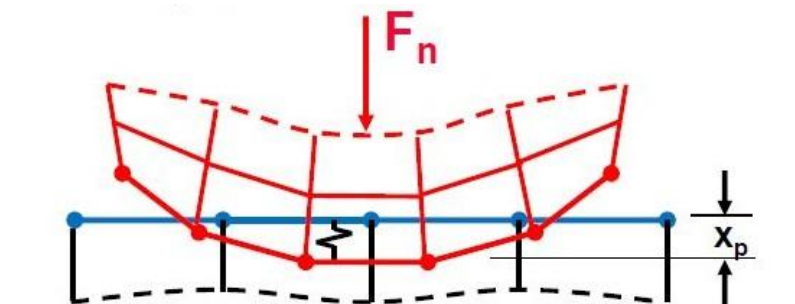


Abbildung 4: Darstellung der Eindringtiefe nach ANSYS [2]

Im Idealfall würde somit eine unendlich große Kontaktsteifigkeit bedeuten, dass es zu keinerlei eindringen eines Körpers in den anderen kommt, also dass die Eindringtiefe gleich Null wird. Da dies numerisch aber nicht möglich ist, wird es bei der *Pure Penalty* Methode immer zu einer Überschneidung der Kontaktkörper kommen. Solange jedoch diese Eindringtiefe gering ausfällt, kann der Einfluss auf die Ergebnisse vernachlässigt werden.

Imaoka [5] beschreibt weiter, dass die Wahl der Kontaktsteifigkeit sowohl die Genauigkeit der Lösung sowie die Konvergenz beeinflusst. Wird ein zu geringer Wert für  $k_{normal}$  gewählt, so ergibt sich daraus eine zu große Eindringtiefe. Die Größenordnung der



Eindringtiefe darf zum Erhalten brauchbarer Ergebnisse nicht jener der relativen Verschiebung der beiden Körper zueinander (in der Kontaktstelle) entsprechen. Die Wahl einer zu großen Kontaktsteifigkeit führt hingegen zu Konvergenzproblemen, da jede Änderung der Kontaktsteifigkeit zu einer großen Änderung der Kontaktkraft führt. Da jedoch ANSYS eine automatische Berechnung der Kontaktsteifigkeit, basierend auf der Elementgröße und den Materialeigenschaften, unterstützt, ist für viele Fälle keine benutzerdefinierte Variierung dieses Wertes notwendig, solange Konvergenz erreicht wird und die erzielten Resultate plausibel sind.

### 2.1.2 Augmented Lagrange

Der Hauptunterschied zwischen der *Augmented* (deutsch: erweiterte) *Lagrange* Methode und der *Pure Penalty* Methode besteht darin, dass die Kontaktformulierung um den Term  $\lambda$  erweitert wird:

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetration} + \lambda$$

Grund für die Einführung dieses Faktors ist eine geringere Auswirkung der Wahl der Größenordnung der Kontaktsteifigkeit auf das Ergebnis. Imaoka [4] erläutert den Vorteil der Einführung des zusätzlichen Terms  $\lambda$  anhand des folgenden Beispiels:

- Wählt man bei der *Pure Penalty* Methode für die Kontaktkraft  $F_{normal} = 10$  und für die Kontaktsteifigkeit  $k_{normal} = 1000$  so ergibt sich aus dem Zusammenhang  $F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetration}$  für die Eindringtiefe  $x_{penetration} = 0,01$
- Wählt man nun bei der *Augmented Lagrange* Methode die gleichen Werte und ordnet dem zusätzlichen Term noch den Wert  $\lambda = 5$  zu, so ergibt sich eine Eindringtiefe von  $x_{penetration} = 0,005$

Ist also der erlaubte Wert der Eindringtiefe zu hoch, wird diese durch den zusätzlichen Term  $\lambda$  reduziert, ohne dass die Kontaktsteifigkeit verändert werden muss. Diese größere Unabhängigkeit von der Kontaktsteifigkeit macht die *Augmented Lagrange* Methode zu einer attraktiven Alternative zum *Pure Penalty* Ansatz. Die dadurch entstehende Möglichkeit zur Kontrollierung der Eindringtiefe bringt jedoch den Nachteil mit sich, dass unter Umständen zusätzliche Iterationsschritte zur Lösung der Gleichung benötigt werden.

### 2.1.3 Normal Lagrange

Eine alternative Bezeichnung zur *Normal Lagrange* Methode ist Lagrange Multiplikator Formulierung. Bei diesem Ansatz wird ein zusätzlicher Freiheitsgrad (englisch: *degree of freedom*, kurz DOF), der Kontaktdruck, eingeführt.

Die Kontaktkraft wird also nicht, wie in den beiden anderen Methoden, durch die Kontaktsteifigkeit und die Eindringtiefe repräsentiert, sondern explizit als zusätzlicher Freiheitsgrad gelöst.

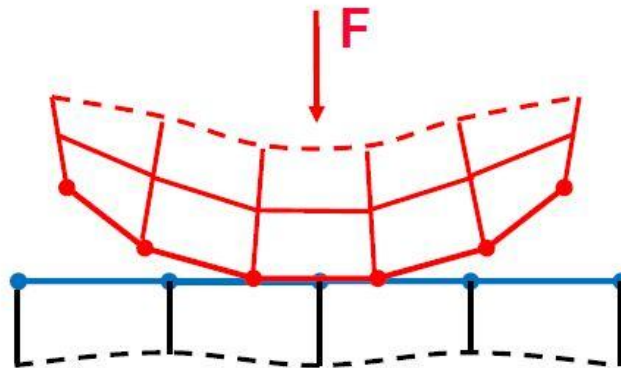


Abbildung 5: Kein Eindringen bei der Normal Lagrange Methode nach ANSYS [3]

Abbildung 5 veranschaulicht, dass es bei der *Normal Lagrange Methode* zu keiner oder nur zu einer minimalen Überschneidung der in Kontakt stehenden Körper kommt. Weiterhin wird bei dieser Kontaktformulierung keine künstlich eingeführte Größe, in Form der Kontaktsteifigkeit, benötigt.

Nachteil ist jedoch, dass im Gegensatz zu den anderen Methoden ein direkter Solver benötigt wird, was in den meisten Fällen zu höheren Rechenkapazitäten führt. Außerdem kann es bei dieser Methode zum sogenannten *chattering* (deutsch.: Flattern) kommen. Da prinzipiell keine Überschneidung der Körper erlaubt ist, kann der Kontaktstatus nur entweder offen oder geschlossen sein (Step-Funktion). Dieser Umstand kann zu Konvergenzproblemen führen, da die Kontaktpunkte oft zwischen offen und geschlossen hin und her wechseln (siehe Abbildung 6 links). Es ist daher oftmals notwendig ein geringes Eindringen zu erlauben, damit der Übergang zwischen offen und geschlossen nicht mehr als reine Step-Funktion dargestellt wird, sondern ein gewisser Toleranzbereich erlaubt ist (siehe Abbildung 6 rechts).

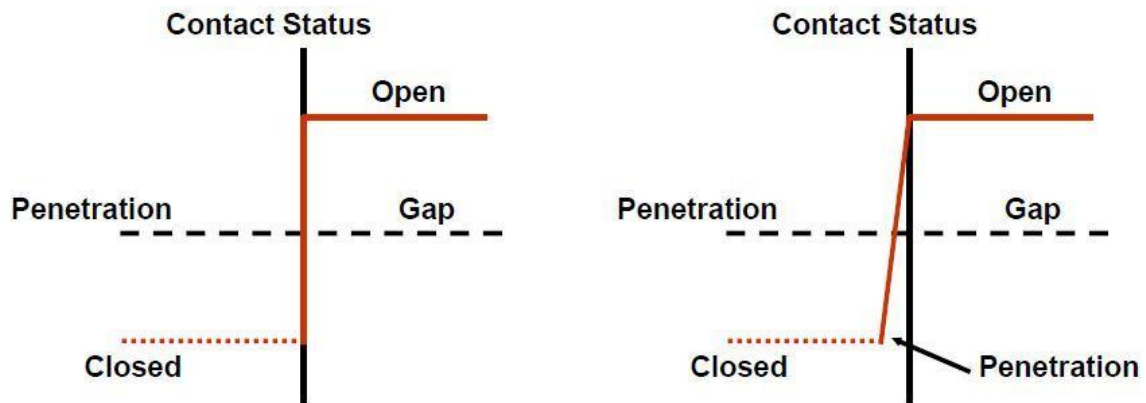


Abbildung 6: Problem des Chattering nach ANSYS [2]

### 2.1.4 Multi-Point Constraint (MPC)

Für die zuvor eingeführten Kontaktarten *bonded* und *no separation* gibt es zur Berechnung die Möglichkeit der *Multi-Point Constraint* Methode. Diese Kontaktformulierung fügt intern zusätzliche Gleichungen als Randbedingungen ein, um die Abstände zwischen den Kontaktflächen zusammen zu halten, dargestellt in Abbildung 7.

Diese Methode basiert weder auf dem Penalty-Verfahren noch auf dem Lagrange Multiplikator. Es handelt sich hierbei um eine direkte und effiziente Methode die Kontaktflächen in Verbindung zu bringen, bei der es zu keiner Trennung der in Kontakt stehenden Flächen kommt.

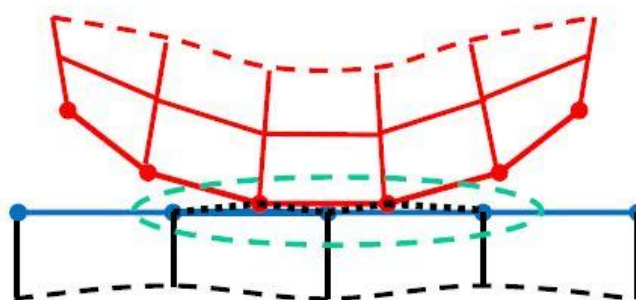


Abbildung 7: Verbindung der Kontaktflächen

### 2.1.5 Erfassung der Kontakte

Nach ANSYS [4] werden die Kontakte bei den verschiedenen betrachteten Kontaktformulierungsmethoden auf zwei verschiedene Arten erfasst. So werden bei der *Pure Penalty* und der *Augmented Lagrange* Methode zwei Punkte zwischen den Eckpunkten des Vernetzungsgitters als Referenz herangezogen, dies wird *integration point detection* genannt (Abbildung 8 links).

Die *Normal Lagrange* sowie die *MPC* Methode verwenden die sogenannte *nodal detection* zur Erfassung der Kontakte. Hierbei werden die Eckpunkte des Gitternetzes selbst als Referenzpunkte verwendet. Dies führt zu einer geringeren Anzahl an Erfassungspunkten als bei der *integration point detection* (Abbildung 8 rechts).

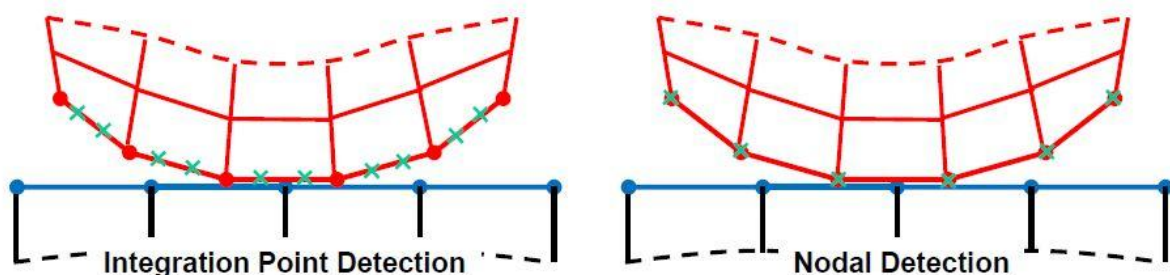


Abbildung 8: Erfassung der Kontakte nach ANSYS [4]

Da bei der *nodal detection* die Eckpunkte als Referenz erfasst werden, kommt es zu einer genaueren Behandlung der Kontaktflächen an diesen. Dieser dadurch auftretende Nachteil der *integration point detection* kann jedoch durch eine Erhöhung der Elementanzahl, und somit einer feineren Vernetzung, relativiert werden.

### 2.1.6 Vergleich der Kontaktformulierungsmethoden

Die bisher durchgeführten Betrachtungen bezüglich der Kontaktformulierungsmethoden sind stets von der Behandlung der Kontaktflächen in, zu ihnen, normaler Richtung ausgegangen. Für die Kontaktarten *bonded*, *frictional* und *rough* ist jedoch nach ANSYS [4] auch eine Betrachtung in, zu den Kontaktflächen, tangentialer Richtung nötig. Tritt kein relatives Gleiten der beiden Körper zueinander auf, so sollte bei der neu einzuführenden Bedingung  $F_{tangential} = k_{tangential} \cdot x_{sliding}$  der Parameter  $x_{sliding}$  im Idealfall gleich Null sein. Die dargestellte Gleichung ist analog jener der *Pure Penalty* Methode, jedoch für den Fall tangentialer Bewegung. Auch hier wird stets geringes Gleiten auftreten, das aber zulässig ist solange es sich in vernachlässigbar kleinem Rahmen verhält. Im Gegensatz zur normalen Kontaktsteifigkeit  $k_{normal}$  kann die tangentiale Kontaktsteifigkeit  $k_{tangential}$  nicht manuell variiert werden, sondern wird immer automatisch generiert.

In Tabelle 1 werden unterschiedlichen Kontaktformulierungen in normaler und tangentialer Richtung aufgelistet.

Tabelle 1: Normale und tangentiale Behandlung der Kontakte nach ANSYS [4]

Formulierung	Normal	Tangential	$k_{normal}$	$k_{tangential}$	Kontaktart
Augmented Lagrange	Augmented Lagrange	Penalty	vorhanden	vorhanden	alle möglich
Pure Penalty	Penalty	Penalty	vorhanden	vorhanden	alle möglich
MPC	MPC	MPC	nicht vorhanden	nicht vorhanden	<i>bonded</i> oder <i>no separation</i>
Normal Lagrange	Lagrange Multiplikator	Penalty	nicht vorhanden	vorhanden	alle möglich

Tabelle 2 dient zur kompakten Darstellung der Unterschiede der Kontaktformulierungen. Der Einfluss der Auswahl der Kontaktformulierung bei den verschiedenen Kontaktarten wird in Kapitel 3 im Detail analysiert (Ergebnisse siehe S.44ff).

Tabelle 2: Vergleich der Kontaktformulierungsmethoden nach ANSYS [4]

Pure Penalty	Augmented Lagrange	Normal Lagrange	MPC
gutes Konvergenzverhalten	eventuell zusätzliche Iterationsschritte nötig (Eindringtiefe)	eventuell zusätzliche Iterationsschritte nötig ( <i>chattering</i> )	gutes Konvergenzverhalten
Wahl der Kontaktsteifigkeit hat großen Einfluss	Einfluss der Kontaktsteifigkeit geringer	keine normale Kontaktsteifigkeit benötigt	keine Kontaktsteifigkeit benötigt
Eindringen von einem Körper in den anderen	Eindringen besser kontrollierbar	Eindringen (beinahe) nicht vorhanden	kein Eindringen
bei jeder Kontaktart anwendbar	bevorzugt für <i>frictionless</i> oder <i>frictional</i>	bevorzugt für <i>frictionless</i> oder <i>frictional</i>	nur für Kontakte der Art <i>bonded</i> und <i>no separation</i>
iterativer und direkter Solver kann eingesetzt werden	iterativer und direkter Solver kann eingesetzt werden	nur direkter Solver einsetzbar	iterativer und direkter Solver kann eingesetzt werden
symmetrischer und asymmetrischer Kontakt möglich	symmetrischer und asymmetrischer Kontakt möglich	nur asymmetrischer Kontakt möglich	nur asymmetrischer Kontakt möglich
<i>integration point detection</i>	<i>integration point detection</i>	<i>nodal detection</i>	<i>nodal detection</i>

Ein weiterer wichtiger Punkt der in Tabelle 2 erwähnt wird, ist der symmetrische bzw. asymmetrische Kontakt. In ANSYS [4] gibt es die Möglichkeit, eine der beiden Kontaktflächen als *contact* und die andere als *target* zu definieren.

Wenn möglich, wird vorgeschlagen den Kontakt als symmetrisch zu definieren. In diesem Fall kann weder die *contact*-Fläche in die *target*-Fläche eindringen, noch umgekehrt. Es spielt also theoretisch keine Rolle welcher Kontakt als *contact* oder *target* definiert wird.

In Tabelle 2 wird jedoch gezeigt, dass es nicht immer möglich ist den Kontakt als symmetrisch zu definieren.

Beim asymmetrischen Kontakt spielt die Zuweisung der *contact*- und des *target*-Fläche sehr wohl eine Rolle, da hier zwar ebenfalls die *contact*- nicht in die *target*-Fläche eindringen kann, die *target*- aber sehr wohl in die *contact*-Fläche.

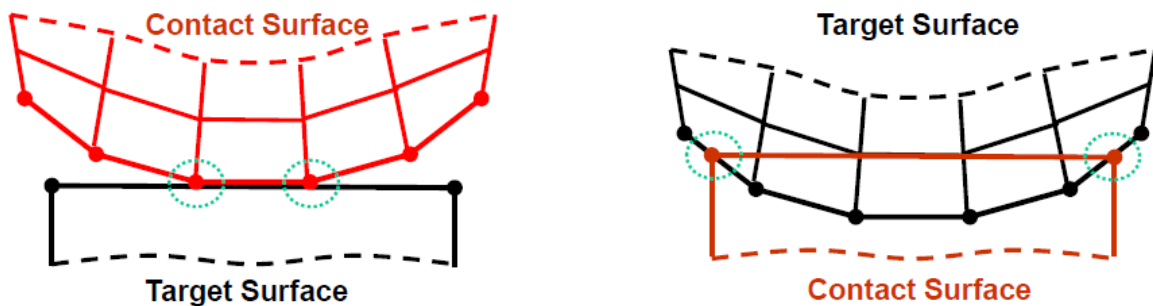


Abbildung 9: Contact- und target-Fläche nach ANSYS [4]

Abbildung 9 zeigt die Bedeutung der Auswahl der richtigen *target*- bzw. *contact*-Fläche beim asymmetrischen Kontakt. Wie dargestellt, kann es bei falscher Auswahl der jeweiligen Flächen zu einer relativ großen Überschneidung der beiden Körper kommen (Abbildung 9 rechts). Bei richtiger Auswahl der *contact*- und *target*-Fläche kommt es jedoch kaum zu einem Eindringen eines Körpers in den anderen.

Für die richtige Definition der *contact*- und *target*-Fläche gibt es folgende wichtige Grundsätze:

- Kommt eine konvexe mit einer flachen/konkaven Oberfläche in Kontakt, so ist die flache/konkave als *target*-Fläche zu definieren.
- Kommt eine Oberfläche mit grober Vernetzung mit einer Oberfläche mit feiner Vernetzung in Kontakt, so sollte jene mit der groben Vernetzung die *target*-Fläche sein.
- Wenn zwei Körper unterschiedlicher Steifigkeit in Berührung kommen, so sollte jene Oberfläche des steiferen Körpers als *target*-Fläche definiert werden.

- Treten zwei Oberflächen verschiedener Ordnung in Kontakt, sollte die Fläche niedriger Ordnung als *target*-Fläche gesetzt werden.
- Berühren sich zwei Flächen unterschiedlicher Größen, sollte die größere Oberfläche als *target*-Fläche definiert werden.

Es ist somit zu erkennen, dass die Verwendung eines symmetrischen Kontakts weniger Fehler zulässt, da keine Überschneidung der Kontaktflächen möglich ist. Nachteil von einem symmetrischen Kontakt ist aber ein entsprechend höherer Rechenaufwand.

Da ANSYS bei der unzulässigen Auswahl eines symmetrischen Kontakts automatisch zum asymmetrischen Kontakt wechselt, sollte auf die Auswahl der *contact*- und *target*-Fläche auch bei Verwendung des symmetrischen Kontakts besonderes Augenmerk gelegt werden.

## 2.2 Modalanalyse

Die zuvor erfolgte Beschreibung der Kontaktmodellierung stellt, neben der Vernetzung und dem Setzen der Randbedingungen, eine wichtige Grundlage zur Erstellung des Modells für die durchzuführende numerische Modalanalyse dar. Bevor jedoch genauer auf diese eingegangen werden kann, erfolgt eine allgemeine Einführung in das Thema Modalanalyse.

Die Grundlagen der Modalanalyse werden nach Døssing [6], Ewings [7], Möser [8] und ANSYS [9] anschließend beschrieben.

Die Modalanalyse ist ein wichtiges Werkzeug zur Bestimmung und Optimierung von technischen Strukturen. Sie dient zur Analyse des dynamischen Verhaltens schwingender Systeme und zur Ermittlung der modalen Eigenschaften. Unter den modalen Eigenschaften versteht man die Eigenform, die Eigenfrequenz sowie die Dämpfung (streng genommen sind die modale Masse, sowie die modale Steifigkeit auch noch zu den modalen Eigenschaften zu zählen).

### Eigenfrequenz

Alle Strukturen haben gewisse Eigenfrequenzen, die sich, abhängig von der Dämpfung, mehr oder weniger stark auf das Schwingungsverhalten auswirken. Wird ein System von außerhalb mit einer Frequenz angeregt, die mit genannter Eigenfrequenz übereinstimmt, so kommt es zu großen Schwingungsausschlägen - das System befindet sich in Resonanz. Das Auftreten solcher Resonanzen soll in der Praxis meist vermieden werden, um Schäden an Bauteilen sowie Lärmentstehung zu vermeiden. Daher ist es wichtig die Eigenfrequenzen von Strukturen zu kennen um eine Anregung in diesem Frequenzbereich vermeiden zu

können. Die Eigen(kreis)frequenz  $\omega_0$  ist bei der ungedämpften Schwingung eines linearen Systems abhängig von der Masse  $m$  und Steifigkeit  $k$  des Bauteils, es gilt:  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ .

### Eigenform

Zu jeder vorhandenen Eigenfrequenz gibt es eine zugehörige Eigenform, auch Mode genannt. Diese Mode beschreibt das Schwingungsmuster der Struktur bei Anregung mit der Eigenfrequenz. Die numerische Darstellung der Eigenform ist im weiteren Verlauf dieser Arbeit ein grundlegender Schritt zur Veranschaulichung der Schwingungsform und somit zur optimalen Positionierung von Dehnungsmessstreifen an der Schaufeloberfläche.

### Dämpfung

Die Dämpfung stellt die dritte benötigte Größe zur Beschreibung der modalen Eigenschaften einer Struktur dar. Wie in Abbildung 10 dargestellt, beschreibt die Dämpfung für ein viskos gedämpftes System den Rückgang der Schwingungsamplitude der Zeit. Je größer die Dämpfung ist, desto schneller klingt die Schwingung ab und der Körper befindet sich wieder im Ruhezustand. Demnach nimmt die Amplitude bei der ungedämpften Schwingung mit der Zeit nicht ab und sie würde theoretisch unendlich lang unverändert bleiben.

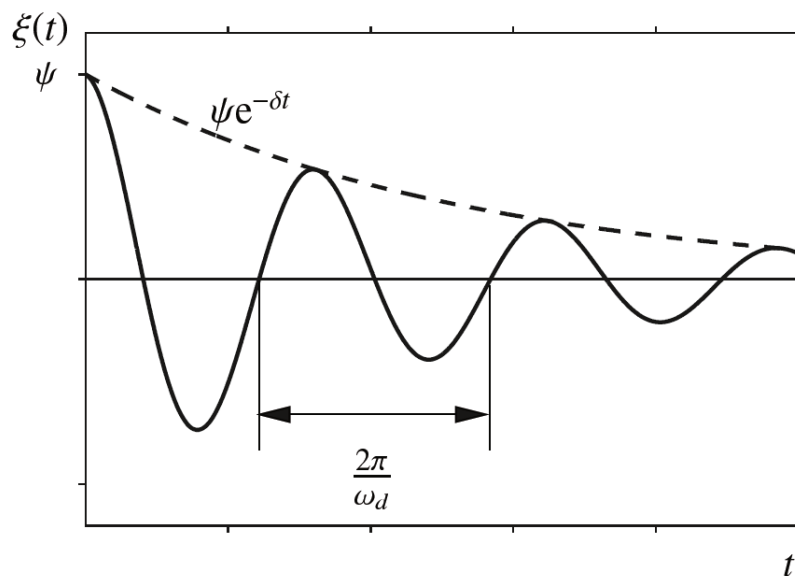


Abbildung 10: Darstellung der Dämpfung laut Möser [8]



### Nodal Diameter

Bei Betrachtung von scheibenförmigen Körpern, im konkreten Fall eines Rotors, ist ein weiterer zu erwähnender Begriff der *nodal diameter*. Bei zyklisch symmetrischen Bauteilen ergeben sich bei der Modalanalyse sinusförmige Schwingungen. Der *nodal diameter* gibt nun an, wie viele derartige Schwingungen über den Umfang verteilt vorliegen. Der *nodal diameter* selbst stellt somit jenen Bereich dar in dem die Sinusschwingung den Nullpunkt schneidet, in diesem kleinen Abschnitt befindet sich der Körper somit nicht in Schwingung. Abbildung 11 zeigt beispielhaft verschiedene *nodal diameter*  $i$ . Dabei stellen die weißen und die grauen Fläche die jeweilig entgegengesetzte Amplitude der Sinusschwingung dar.

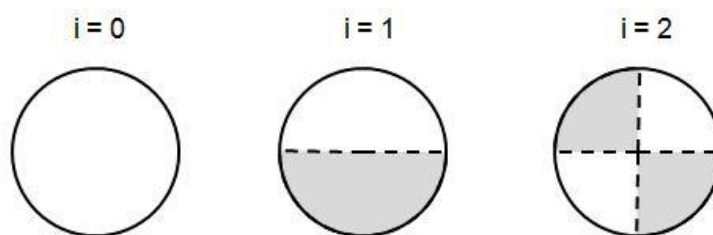


Abbildung 11: Nodal Diameter nach ANSYS [9]

Im Fall des Rotors sind dementsprechend bei  $i = 0$  alle Turbinenschaufeln gleich ausgerichtet. Bei  $i = 1$  sind hingegen die Schaufeln in den weißen und grauen Flächen jeweils entgegengesetzt orientiert.

### Übertragungsverhalten (FRF ... frequency response function)

Wird ein System an einem zuvor definiertem Punkt durch eine äußere Kraft angeregt, so antwortet es auf diese Anregung mit einem entsprechenden Schwingungsverhalten. Dieses Antwortverhalten an einem anderen Punkt hängt von den Eigenschaften und dem Material des Systems ab. Zur vollständigen Beschreibung des Übertragungsverhaltens benötigt man demnach folgende Größen: die Anregung, die Systemeigenschaften und das Antwortverhalten.

Da der Zusammenhang

$$\text{Systemeigenschaften} = \frac{\text{Antwortverhalten}}{\text{Anregung}}$$

gilt, kann mit zwei bekannten Größen die dritte rechnerisch ermittelt werden.

Die von außen einwirkende Kraft zur Anregung des Systems kann mit Hilfe von Kraft- und Beschleunigungsaufnehmern gemessen werden. Mit einem weiteren

## Theoretische Grundlagen

Beschleunigungsaufnehmer kann das Antwortverhalten des Systems ermittelt werden. Aus diesen beiden gemessenen Größen können somit die Systemeigenschaften (=Übertragungsverhalten) der betrachteten Struktur berechnet werden.

Allgemein gibt es drei verschiedene Übertragungsfunktionen, die sich aus der Beschreibung des Antwortverhaltens mittels Auslenkung, Geschwindigkeit oder Beschleunigung ergeben:

- Compliance:  $\frac{X}{F}$  mit:  $X$  ... Auslenkung
  - Mobility:  $\frac{\dot{X}}{F}$   $\dot{X}$  ... Geschwindigkeit
  - Accelerance:  $\frac{\ddot{X}}{F}$   $\ddot{X}$  ... Beschleunigung
- $F$  ... Anregung

Zur Berechnung der Übertragungsfunktionen gibt es folgende Möglichkeiten:

- $H_1(f) = \frac{G_{FX}(f)}{G_{FF}(f)}$  mit:  $G_{FX}(f) = F^* \cdot X$
- $H_2(f) = \frac{G_{XX}(f)}{G_{XF}(f)}$   $G_{FF}(f) = F^* \cdot F$
- $H_3(f) = \sqrt{H_1(f) \cdot H_2(f)}$   $G_{XX}(f) = X^* \cdot X$   
 $G_{XF}(f) = X^* \cdot F$

Wobei  $H$  die Übertragungsfunktion und  $G$  die Spektraldichtefunktion darstellen.

Zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens gibt es grundsätzlich zwei analytische Modelle, die prinzipiell als Kombination von Massen, Federn und Dämpfern betrachtet werden können und anschließend kurz beschrieben werden:

### SDOF (Single Degree of Freedom)-System

Dieses System, welches auch als Einmassenschwinger bezeichnet wird, ist das einfachste schwingende System und bildet die Grundlage für weitere Systeme mit mehreren Freiheitsgraden. Es besteht aus der Masse  $m$ , einer Feder mit der Steifigkeit  $c$  und einem Dämpfer mit der Reibungskonstanten  $d$ , dargestellt in Abbildung 12. Wirkt von außen eine Kraft  $F$  auf die Masse, hat das System lediglich einen Freiheitsgrad, es treten demnach keine Momente auf.

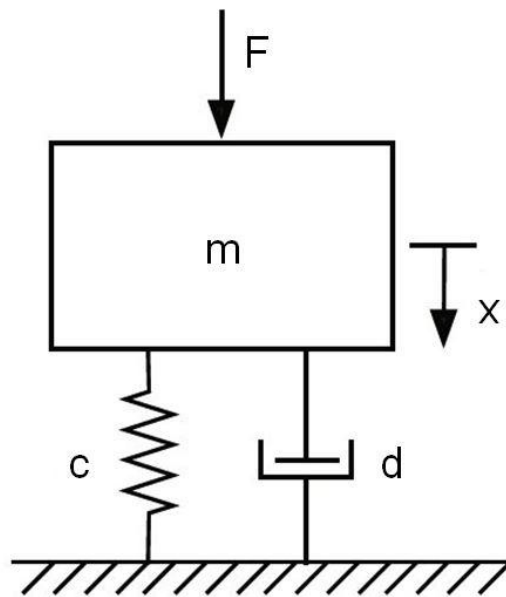


Abbildung 12: Prinzip eines Einmassenschwingers nach Möser [8]

Bei Mitberücksichtigung der viskosen Dämpfung erhält man folgende Differentialgleichung:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F$$

Mit Wahl eines geeigneten Ansatzes können daraus die Eigenfrequenz und die Dämpfung ermittelt werden womit das Übertragungsverhalten beschrieben ist.

Es wird angenommen, dass sich die Übertragungsfunktion in einem Intervall um die Resonanzfrequenz der Übertragungsfunktion eines SDOF-Systems entspricht. Somit wird der Einfluss benachbarter Eigenfrequenzen vernachlässigt.

Das Modell kann dennoch auch bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden angewendet werden, wobei zu beachten ist, dass die betrachteten Eigenfrequenzen weit genug voneinander entfernt sein müssen.

### **MDOF (Multi Degree of Freedom)-System**

Hat ein System mehrere Freiheitsgrade und liegen die Eigenfrequenzen zu nahe beieinander, ist die Darstellung durch einen Einmassenschwinger nicht mehr möglich. Zur Lösung solcher Systeme wird das nachstehende System gekoppelter Differentialgleichungen eingeführt:

$$\underline{\underline{M}} \ddot{\vec{x}} + \underline{\underline{D}} \dot{\vec{x}} + \underline{\underline{C}} \vec{x} = \underline{\underline{F}}$$

Mit:             $\underline{\underline{M}}$      ...     Trägheitsmatrix  
                   $\underline{\underline{D}}$      ...     Dämpfungsmatrix  
                   $\underline{\underline{C}}$      ...     Steifigkeitsmatrix

Der Vektor  $\vec{x}$  beschreibt die Auslenkung und der Vektor  $\underline{\underline{F}}$  die Anregung durch äußere Kräfte. Auch dieses System kann durch Wahl eines geeigneten Ansatzes gelöst und somit das Übertragungsverhalten bestimmt werden.

In den betrachteten Fällen wurde nur die viskose Dämpfung berücksichtigt, da jedoch im Realfall auch eine zusätzliche Strukturdämpfung, welche auf den realen Steifigkeiten im System beruht, auftritt, muss diese zusätzlich betrachtet werden. Auf diesen Umstand soll jedoch im Weiteren nicht weiter eingegangen werden, da die verschiedenen mathematischen Modelle keinen zentralen Gegenstand dieser Masterarbeit bilden.

Ist die modale Kopplung hoch und die einzelnen Resonanzen sind im Kurvenverlauf der Übertragungsfunktion kaum ersichtlich, ist die Anwendung des MDOF-Verfahrens notwendig. In diesen Fällen kommt es zu einer gegenseitigen Beeinflussung der benachbarten Moden.

Die Bestimmung der modalen Eigenschaften eines Systems kann nun experimentell oder numerisch erfolgen. Obwohl in dieser Arbeit eine numerische Modalanalyse durchgeführt wird, soll zum besseren Verständnis ebenfalls auf die experimentelle Vorgehensweise eingegangen werden.

### 2.2.1 Experimentelle Modalanalyse

Ziel der experimentellen Modalanalyse ist das Schwingungsverhalten einer realen Struktur in einem Modalmodell nachzubilden. Die grundlegende Vorgangsweise ist in Abbildung 13 zu sehen.

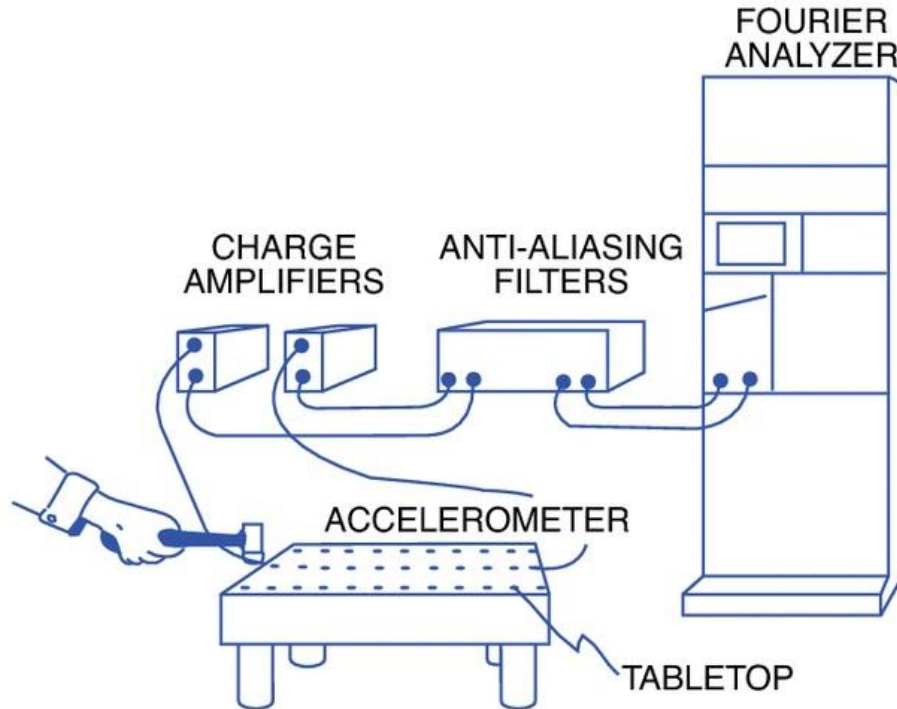


Abbildung 13: Grundaufbau einer experimentellen Modalanalyse nach Newport [10]

Hierbei wird zuerst die zu untersuchende Struktur mit einer geeigneten Methode in Schwingung versetzt. Diese Schwingungen werden mit Beschleunigungsaufnehmern oder Laser-Vibrimetern messtechnisch erfasst und nach geeigneter Verarbeitung des Messsignals wird die Übertragungsfunktion bestimmt (Siehe S.18).

Ausschlaggebend bei der Durchführung der Modalanalyse sind die Randbedingungen. In einigen Fällen werden die untersuchten Objekte frei gelagert, wobei dies oftmals nicht möglich ist und das Versuchsobjekt im eingebauten Zustand analysiert wird. Mit weich federnden Lagerungen wird versucht möglichst alle äußere Einflüsse, welche die modalen Eigenschaften des Systems beeinflussen, auszuschließen.

Es können folgende vereinfachende Annahmen getroffen werden:

- lineares Systemverhalten
- zeitinvariantes Systemverhalten
- keine gyroskopischen und zirkulatorischen Kräfte
- modale Dämpfung bzw. symmetrische Dämpfungsmatrix
- keine mehrfachen Eigenwerte

Die Anregung des Versuchsobjekts erfolgt entweder mittels Impulshammer oder anhand eines Shakers.

### **Anregung mittels Shaker**

Ein Shaker ermöglicht es das System mit verschiedenen Signalen (Rauschen, reine Töne oder speziell ausgewählte Signale) anzuregen. Abhängig von der Leistung des Shakers können Strukturen verschiedenster Größen angeregt werden. Zwischen dem Shaker und dem zu untersuchenden Körper wird ein Kraftaufnehmer zur Kraftmessung angebracht. Die Anregung durch den Shaker erfolgt an einem definierten Punkt. Während dieser Anregung wird an allen zuvor bestimmten Messpunkten die Beschleunigung ermittelt und im Weiteren die Übertragungsfunktion bestimmt.

Bei der Wahl eines Shakers zur Anregung ist zu beachten, dass dieser meist größer ist als ein Impulshammer und somit mehr Platz im Bereich des Anregungspunkts benötigt. Des Weiteren ist beim Shaker eine sorgfältige Ausrichtung sowie ein sicherer Stand wichtig, da sich sonst die Anregung während der Messung ändern würde, was zu unbrauchbaren Ergebnissen führt.

### **Anregung mittels Impulshammer**

Mit dem Impulshammer hingegen ist nur eine Anregung möglich, es gibt jedoch verschiedene Arten die eine Anpassung der Anregung an den interessierenden Bereich ermöglichen. Es gibt demnach verschieden schwere Hämmer, da die benötigte Energie und somit die Stärke der Hammerschläge je nach Struktur und untersuchtem Frequenzbereich variiert. Es gibt außerdem verschiedene Ausführungen von Hammerspitzen, die wie Filter im Frequenzbereich wirken und eine Anpassung der Anregung ermöglichen. Zur Kraftmessung zwischen Hammer und angeschlagenem Versuchsobjekt wird ein Kraftaufnehmer im Hammerkopf angebracht. Es ist zu beachten, dass die Qualität des Impulses stark vom Vorgang des Anschlagens an sich abhängt und somit sollte das Eingangssignal zuvor kontrolliert werden.

Zur Durchführung der experimentellen Modalanalyse mittels Impulshammer gibt es folgende zwei Möglichkeiten:

- *fixed hammer*: diese Methode ist der ähnlich der Anregung beim Shaker. Die Anregung mit dem Impulshammer erfolgt dabei immer an der gleichen Stelle und die Messung der Beschleunigung erfolgt an mehreren zuvor definierten Punkten.

- *roving hammer*: bei dieser Methode wird das Ausgangssignal an einem fix definiertem Punkt gemessen und mit dem Hammer werden die verschiedenen, zuvor festgelegten Messpunkte nacheinander angeschlagen um somit die Übertragungsfunktion zu ermitteln.

### Ergebnisdarstellung

Zur Darstellung der Ergebnisse gibt es verschiedene Möglichkeiten. Eine davon ist das Wasserfalldiagramm, dargestellt in Abbildung 14.

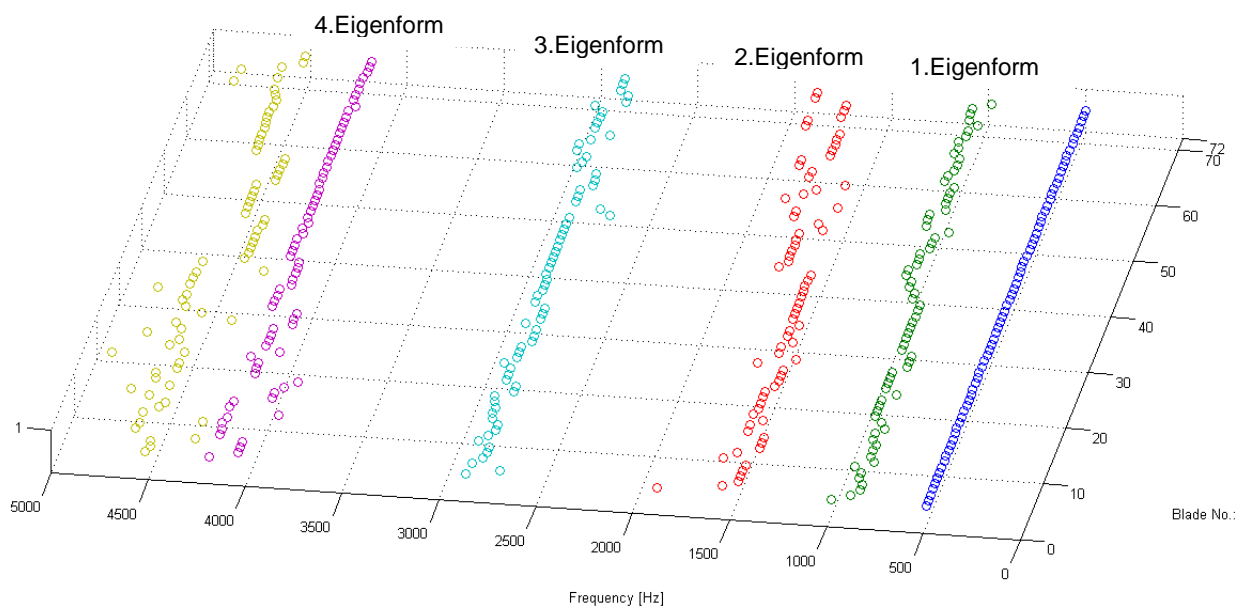
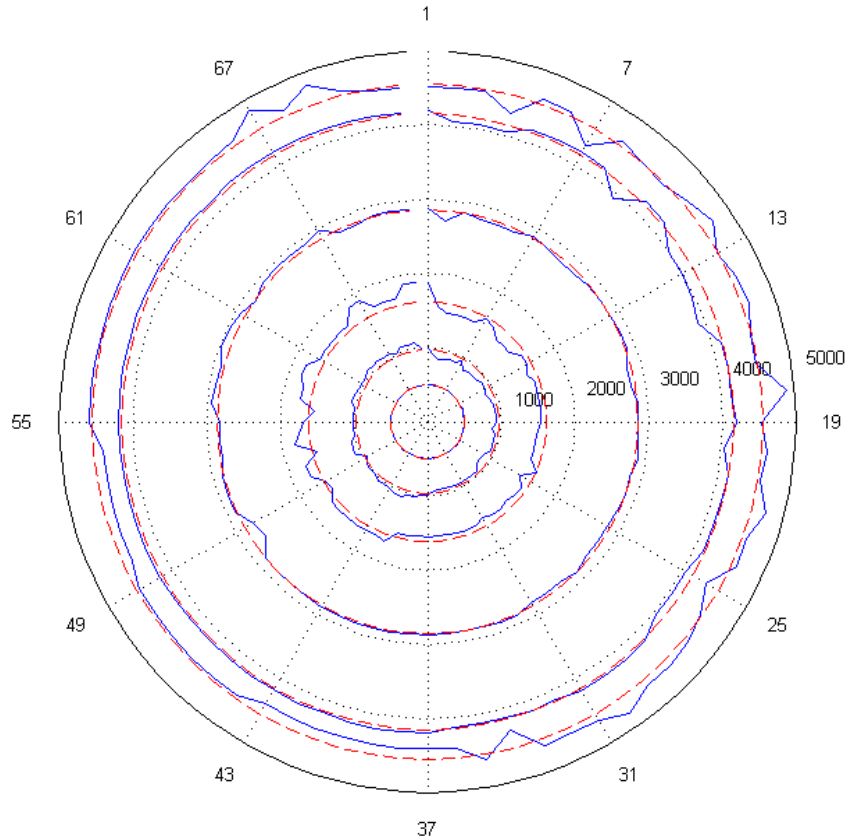


Abbildung 14: Wasserfalldiagramm zur Darstellung der Eigenfrequenzverteilung am HSL-Rotor laut Traussnig [1]

Dieses abgebildete Wasserfalldiagramm wurde in einer anderen Masterarbeit von Traussnig [1] an einem Versuchsrotor (HSL-Rotor), dessen Beschau felung im weiteren Verlauf der vorliegenden Masterarbeit numerisch untersucht wird, am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik mittels Shaker Anregung ermittelt. Es zeigt die Verteilung der Eigenfrequenzen der einzelnen Schaufeln (insgesamt 72 Stück). Hierbei ist bei einem Wert von etwa 502 Hz eine scheinbare Eigenfrequenz ersichtlich, die jedoch durch die Lagerung des Rotors zustande kommt und somit nicht zu berücksichtigen ist.

Eine weitere Art zur Darstellung der Ergebnisse ist das Polardiagramm, welches in Abbildung 15 gezeigt wird. Dabei sind die Eigenfrequenzen der einzelnen Rotorschau feln über einen Kreis verteilt. Die blaue Linie zeigt die Frequenzverteilung der einzelnen Schaufeln, beginnend bei der Schlossschaufel. Die rot strichlierte Linie zeigt den Mittelwert

über die 72 Schaufeln an. Über den Kreisradius ist die Höhe der Frequenz angegeben, wobei der erste Kreis aus dem gleichen Grund wie beim Wasserfalldiagramm zu vernachlässigen ist. Diese Art der Darstellung eignet sich besonders in Hinblick auf Mistuning der Beschau felung.



*Abbildung 15: Polardiagramm zur Darstellung der Eigenfrequenzverteilung am HSL-Rotor laut Traussnig [1]*

### 2.2.2 Numerische Modalanalyse

Wie auch die experimentelle Modalanalyse dient die numerische Modalanalyse zur Bestimmung der modalen Eigenschaften, also der Eigenfrequenzen sowie der Eigenformen, eines Systems.

Bei der numerischen Modalanalyse werden die zuvor erwähnten Differentialgleichungen des MDOF-Systems analytisch gelöst. Für dieses System mit  $N$  Freiheitsgraden können  $N$  Eigenformen sowie Eigenfrequenzen gefunden werden.

ANSYS bietet folgende Möglichkeiten diese Differentialgleichungen zu lösen:



- Block Lanczos Method
- PCG Lanczos Method
- Supernode (SNODE) Method
- Unsymmetric Method
- Damped Method
- QR Damped Method

Von den aufgezählten Methoden wird die *Block Lanczos Method* für die meisten Anwendungen empfohlen. Diese Methode ist die stabilste der genannten Methoden und gut geeignet um eine große Zahl von Moden zu finden. Da beim untersuchten Rotor aufgrund der 72 Schaufeln einige Eigenformen auftreten, ist die dieser Lösungsansatz gewählt worden. Es ist anzumerken, dass ANSYS die Möglichkeit bietet, die Wahl der Methode vom Programm automatisch durchführen zu lassen. Da bei der automatischen Wahl für die untersuchten Modelle die selbe Einstellungsmöglichkeit gewählt wird, ist der Lösungsansatz als plausibel zu betrachten.

Bevor eine numerische Modalanalyse mit ANSYS durchgeführt werden kann, ist die Erstellung eines geeigneten Modells der erste fundamentale Schritt. Hierbei ist darauf zu achten, dass nur ein lineares Verhalten der Struktur zulässig ist. Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Modellaufbereitung ist die Zuweisung der richtigen Materialeigenschaften (z.B.: E-Modul, Materialdichte,...), wobei das Programmpaket hierfür eine umfangreiche Materialbibliothek mit den dementsprechenden Eigenschaften bietet. Anschließend ist die bereits zuvor detailliert beschriebene Modellierung der Kontaktflächen durchzuführen. Nach einer geeigneten Vernetzung des Modells ist die Auswahl von geeigneten Randbedingungen bezüglich der Lagerung vorzunehmen. Sind alle entscheidenden Parameter gesetzt, kann das System in ANSYS gelöst und somit die modalen Eigenschaften bestimmt werden.

Eine genaue Beschreibung zur Durchführung der numerischen Modalanalyse mit ANSYS wird in Kapitel 3 geliefert.

### **2.3 Fluid-Struktur-Interaktion**

Die FSI-Analyse, eine sogenannte Multiphysik-Simulation, berücksichtigt nach ANSYS [2] und [11] das Zusammenwirken von zwei unterschiedlichen physikalischen Phänomenen (daher die Bezeichnung Multiphysik-Simulation) die separat analysiert und anschließend miteinander verknüpft werden. Die strukturmechanischen Simulation betreffend setzt sich eine FSI-Analyse aus einer strukturellen (oder thermischen) Analyse und aus von außen eingebrachten Lasten (z.B.: Kraft, Druck, Temperatur), die zuvor mittels einer CFD-Analyse (Computational Fluid Dynamics) - ermittelt wurden, zusammen. Die Kopplung dieser beiden

Analysen erfolgt an den von der Struktur- bzw. CFD-Modell geteilten Grenzen. Diese gemeinsamen Grenzen - an denen die Ergebnisse einer Analyse an die andere, in Form von Lasten, übertragen werden - werden als Fluid-Struktur-Schnittstelle bezeichnet.

Einige typisch Anwendungsgebiete für FSI-Analysen:

- Automobilindustrie: Klimaanlage, Wärmetauscher
- Bauingenieurwesen: Belastung von Strukturen durch Fluide und Wind
- Biomedizin: intravenöse Katheter, Pumpen zur Verabreichung von Medikamenten
- Elektronik: Kühlung von Komponenten
- Fluidleitungssysteme: Treibstoffeinspritzung, Ventile
- Luft- und Raumfahrt: Flatteranalysen, Triebwerksbau

In der mechanischen Anwendung gibt es zwei Arten der FSI-Analyse, die Ein-Weg und die Zwei-Wege-FSI-Analyse. Bei der Ein-Weg-Übertragung werden die CFD-Ergebnisse als äußere Lasten auf das strukturmechanische Modell übertragen, es erfolgt aber keine Rückkoppelung.

Bei der Zwei-Wege-Betrachtung werden im ersten Schritt, wie bei der Ein-Weg-Analyse die aus der CFD-Simulation ermittelten Lasten auf das strukturmechanische Modell aufgebracht. Im zweiten Schritt werden die Ergebnisse der strukturmechanischen Analyse, in Form von äußeren Lasten, wieder auf das CFD-Modell übertragen. Somit entsteht eine Rückkoppelungsschleife in der der gegenseitige Einfluss der Strömung und der Verformung des strukturmechanischen Modells berücksichtigt wird.

### **2.3.1 Ein-Weg-FSI**

Wie bereits erwähnt werden in der Ein-Weg-FSI-Analyse die CFD-Ergebnisse als äußere Lasten auf das strukturmechanische Modell aufgebracht. Die daraus resultierende Verformung (oder Temperaturänderung) wird aber nicht in die CFD-Analyse mit einbezogen. Aus diesem Grund sollte die Ein-Weg-Methode nur dann zur Anwendung kommen, wenn die Verformungen (bzw. Temperaturänderungen) relativ klein sind und keine große Auswirkung auf die Strömungssituation haben.

Es gibt in ANSYS vier Möglichkeiten zur Anwendung der Ein-Weg-FSI:

- Ein aus einer CFD-Simulation resultierender Druck wird als Kraft am strukturmechanischen Modell aufgebracht und die auftretende Verformung berechnet
- Eine aus einer CFD-Simulation resultierende Temperatur wird aufgebracht (Strukturmechanik) um auftretende Spannungen und Verformungen zu ermitteln
- Die CFD-Simulation eines konvektiven Wärmeübergangs wird als Randbedingung in einer thermischen Analyse aufgebracht

## Theoretische Grundlagen

- Temperatur oder Wärmestrom aus einer CFD-Simulation werden als Randbedingung einer thermischen Analyse gesetzt

Die Durchführung einer Ein-Weg-FSI-Analyse funktioniert in der ANSYS Workbench Oberfläche einigermaßen einfach. Im vorliegenden Fall wird eine CFD-Simulation die mit ANSYS CFX durchgeführt wurde mit einer strukturmechanischen Analyse gekoppelt.

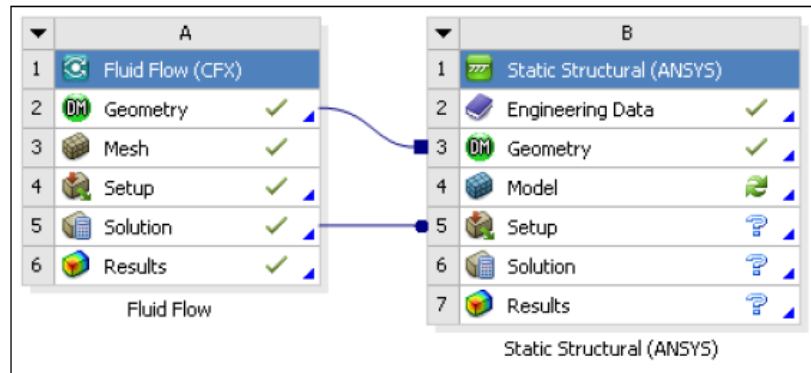


Abbildung 16: Ein-Weg-FSI-Analyse in der Workbench Oberfläche nach ANSYS [11]

Abbildung 16 zeigt die Koppelung der CFD-Simulation mit der Strukturmechanik in ANSYS Workbench. Dabei wird von beiden die gleiche Geometrie genutzt. Nach eigenständiger Berechnung der Strömungssimulation mittels CFX werden die Ergebnisse auf die Struktur übertragen. Somit wird der aus der Strömung resultierende Druck auf das strukturmechanische Modell übertragen.

Abbildung 17 zeigt, dass es bei groben Unterschieden in der Vernetzung der beiden Modelle möglicherweise zu Fehlern in der Übertragung von Kräften vom Fluid auf die Struktur kommt. Sind die Kräfte beim Fluid normal auf die Fläche und ist die zugehörige Fläche der Struktur nicht parallel dazu, so tritt ein zusätzliches Moment auf, welches die Kraftsituation verfälscht. Da dieser Zustand eintritt wenn die Vernetzung zu grob gewählt wird, lässt sich dieser Fehler durch ein ausreichend feines Netz vermeiden.

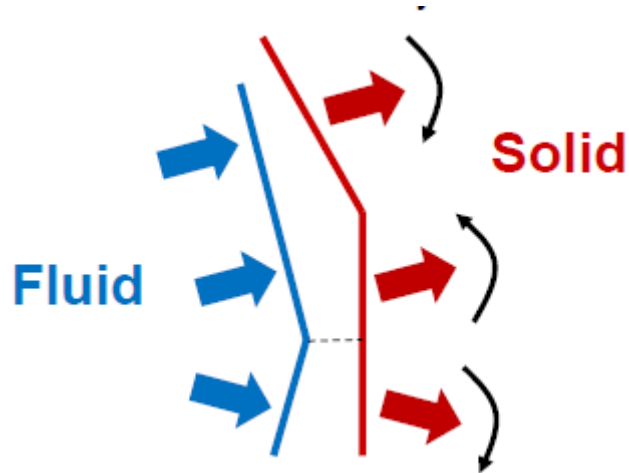


Abbildung 17: Auftretende Momente bei groben Unterschieden in der Vernetzung nach ANSYS [11]

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Verknüpfung der beiden Modelle ist, dass alle Knoten des mechanischen Modells mit dem Strömungsgebiet verbunden werden. Dazu gibt es beim Importieren der externen Last aus der Strömungssimulation im mechanischen Modell die Möglichkeit zur Überprüfung des Mappings, dargestellt in Abbildung 18. Bei keiner vollständigen Übereinstimmung sind die weiteren erzielbaren Ergebnisse unbrauchbar und es ist eine Überarbeitung der beiden Modelle notwendig.

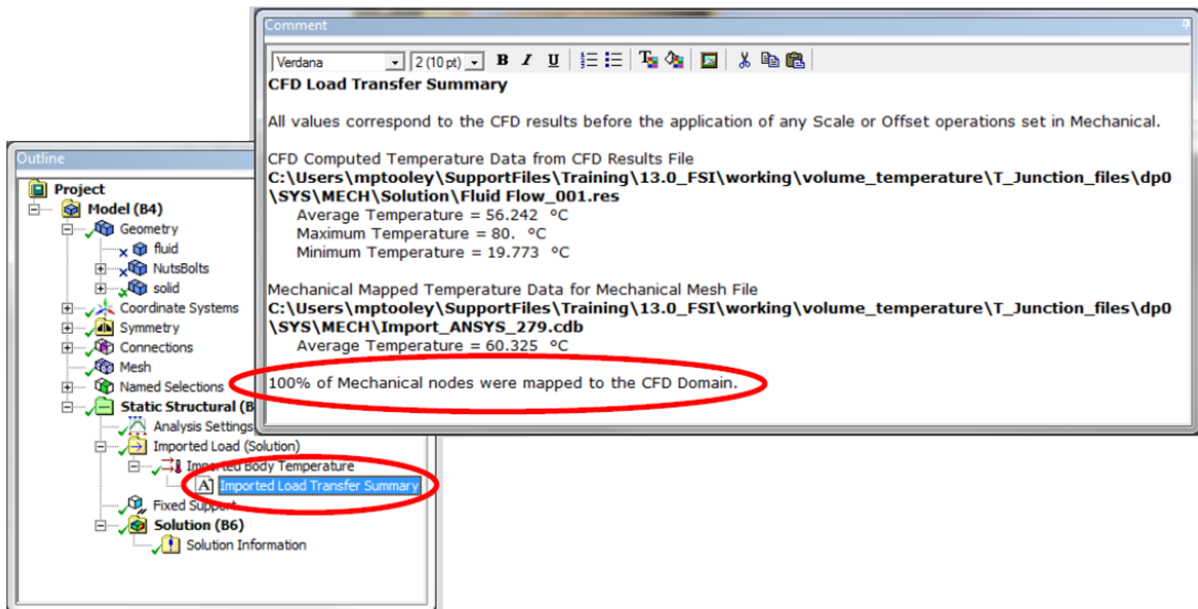


Abbildung 18: Importierte Last bei der FSI-Analyse nach ANSYS [11]

Die weitere Vorgangsweise der FSI-Analyse wird in Kapitel 4 erläutert und entspricht einer gewöhnlichen Strukturanalyse, wobei die Strömung als externe Last aufgebracht wird.

Generell eignet sich die Ein-Weg-FSI gut für eine Abschätzung der durch die Strömung auftretende Verformung der betrachteten Struktur. Für eine umfassende Analyse der Belastungssituation ist eine Zwei-Wege-FSI-Analyse durchzuführen

### **2.3.2 Zwei-Wege-FSI**

Die Ergebnisse der CFD-Analyse (Kraft, Temperatur, ...) an der Fluid-Struktur-Schnittstelle werden auf das strukturelle Modell übertragen und als Lasten aufgebracht. Die sich daraus ergebenden Verformungen und Temperaturänderungen werden wiederum an die CFD-Analyse zurückgeliefert. Die Zwei-Wege-FSI wird dann angewandt, wenn die resultierenden Verformungen und Temperaturänderungen groß genug sind um die Strömung merklich zu beeinflussen. Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung der beiden Analysen entsteht eine Schleife, die solange durchlaufen wird, bis die Lösungen der beiden Analysen im Gleichgewicht stehen. In ANSYS kann bei der Zwei-Wege-FSI das mechanische Modell sowohl mit FLUENT als auch mit CFX gekoppelt werden.

Abbildung 19 stellt die Kopplung der Strömungssimulation mit der strukturellen Analyse grafisch dar.

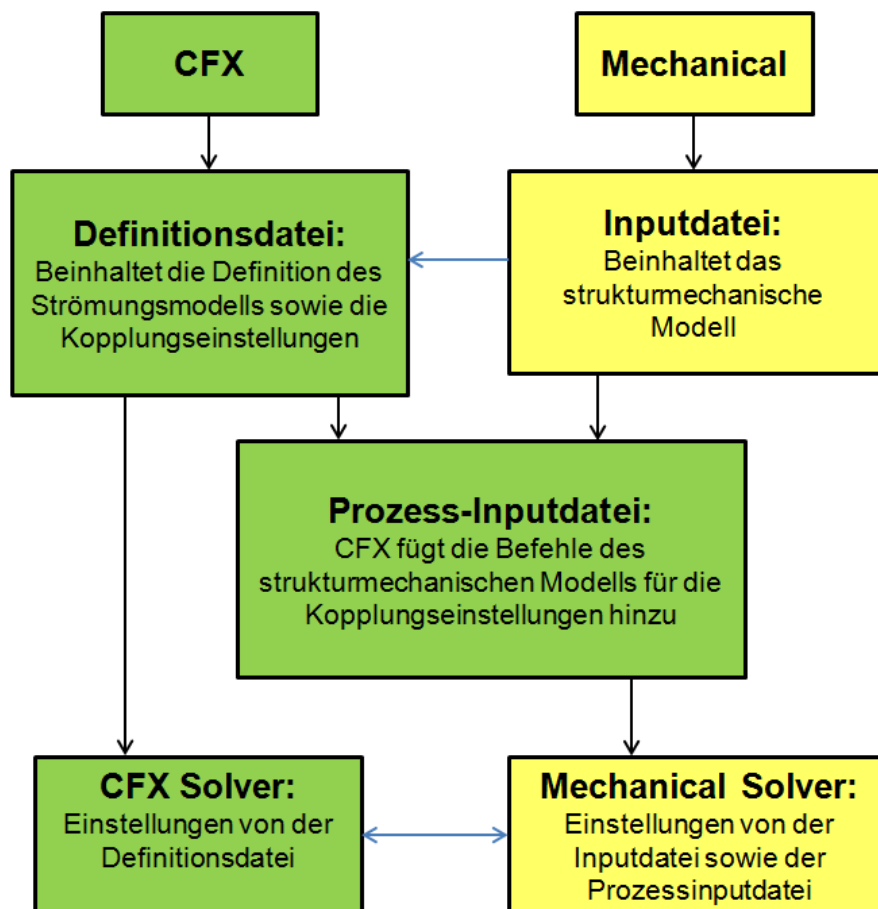


Abbildung 19: Schema der Zwei-Wege-FSI-Analyse adaptiert nach ANSYS [11]

Es gibt bei der Zwei-Wege-FSI mit ANSYS folgende verschiedene Arten der Kopplung:

- Volle Kopplung: Die Gleichungen für das Fluid und die Struktur werden in einer einzigen Matrix gelöst (nicht möglich für Kopplung mit CFX).
- Implizit: Die Gleichungen für das Fluid und die Struktur werden separat voneinander gelöst (bei Kopplung mit CFX verwendet). Beide Gleichungen werden während jedem Zeitschritt iterativ gelöst um eine implizite Lösung zu erhalten.
- Explizit: ähnlich wie der implizite Ansatz nur dass es hier zu keinen Iterationen während eines Zeitschrittes kommt. Hier wird die Lösung der Strukturgleichung basierend auf der Fluidgleichung aus dem vorhergehenden Zeitschritt gelöst (oder umgekehrt).

### 3 Numerische Modalanalyse

In diesem Kapitel wird die Durchführung der numerischen Modalanalyse mittels ANSYS beschrieben. Nach einer Beschreibung der analysierten Modelle, wird - anhand eines von diesen - genau dargestellt wie die Modellaufbereitung ausgeführt wurde. Anschließend wird der Vorgang des Vernetzens und der Kontaktmodellierung dargestellt. Schließlich werden die Ergebnisse der Modalanalyse der einzelnen Modelle grafisch sowie tabellarisch aufgelistet und miteinander verglichen.

Es soll somit ein Einblick in die Erstellung des strukturellen Modells und im Detail auf die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Kontaktmodellierung eingegangen werden. Hier soll vor allem durch Vergleiche der einzelnen Methoden aufgezeigt werden, welche sich am besten für die verschiedenen Anwendungsfälle eignet. Des Weiteren werden die ermittelten Eigenfrequenzen der gewählten Modelle mit Messwerten verglichen. Diese Messwerte wurden von Traussnig [1] im Laufe einer Diplomarbeit am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik experimentell ermittelt.

#### 3.1 Modelle

Im Rahmen des Projekts AdMoNt werden zwei verschiedene Rotoren untersucht, der VITAL-Rotor und der HSL-Rotor. Für die Modalanalyse wird in dieser Arbeit nur der VITAL-Rotor betrachtet, wohingegen bei der FSI-Analyse beide Ausführungsformen miteinander verglichen werden.

Im Prinzip sind die beiden gleich aufgebaut, sie bestehen aus einer Rotorscheibe aus hochwarmfestem Stahl (X11CrNiMo12/1.4933) und 72 Niederdruckturbinenschaufeln aus Aluminium (AlZn4,5Mg1/3.4335). Der Unterschied der beiden Rotoren besteht lediglich in der Form der Schaufelgeometrie.

Ziel der veränderten Geometrie der HSL-Beschaufelung war, durch eine größere Ablenkung eine größere Arbeitsumsetzung in einer Stufe zu erreichen. Durch diese Änderung konnte die Gesamtstufenzahl der Niederdruckturbine gesenkt werden und somit Gewicht eingespart werden.

Abbildung 20 zeigt wie die Schaufeln an der Rotorscheibe befestigt werden. Dafür werden die Schaufeln zuerst über eine Ausnehmung in die Scheibe eingeführt und entlang dem Umfang soweit geführt, bis sie an der entsprechenden Position verspannt werden. Dazu wird zwischen Nut in der Scheibe und der Schaufel ein Stahlband angebracht und unter jeder einzelnen Schaufel ein Keil eingeschlagen. Zur Anbringung der letzten Schaufel wird ein Bolzen durch, in der sogenannten Schlossschaufel und der Scheibe angebrachte, Bohrungen geführt. Anschließend an das Einschaukeln wird der Rotor noch geschleudert (zusätzliche Vorspannung) und ausgewuchtet.

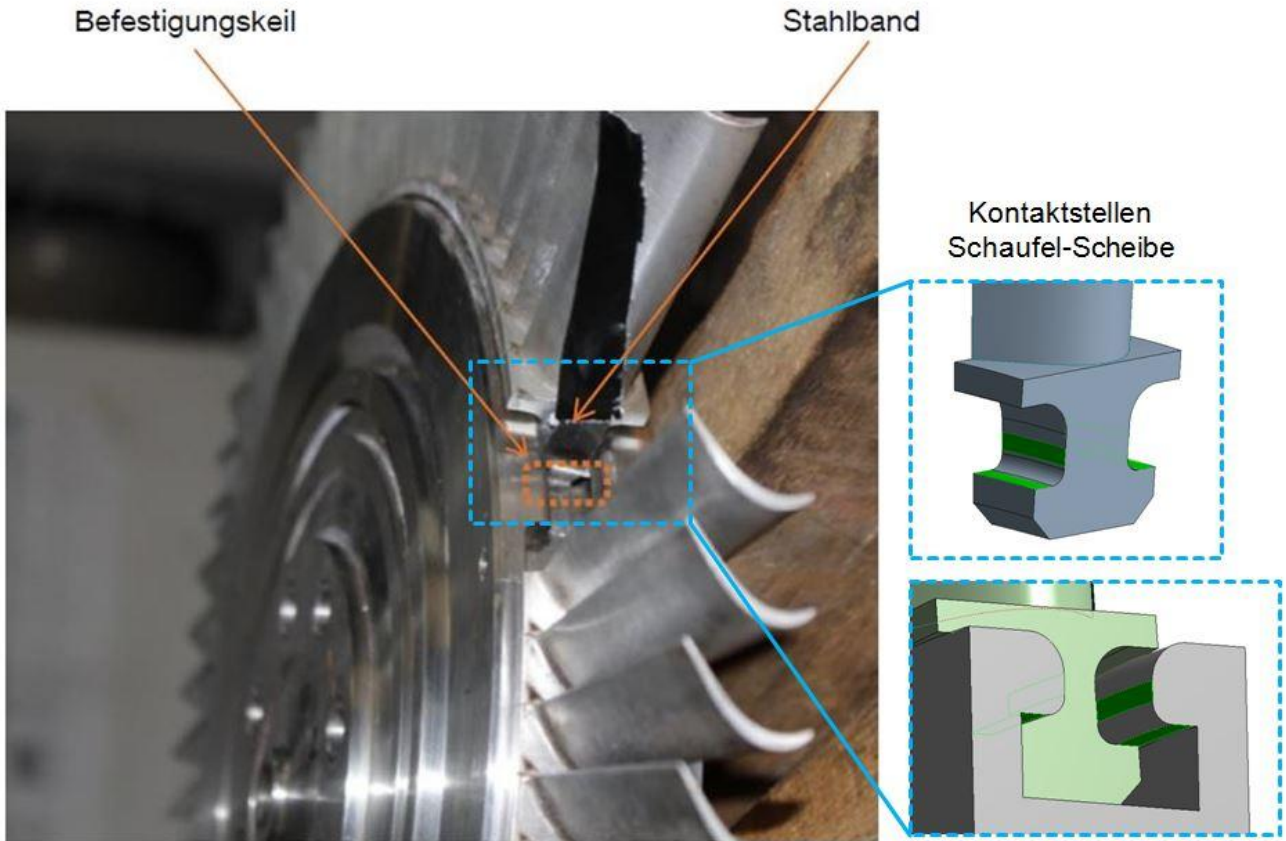


Abbildung 20: Einführen der Schaufeln in die Rotorscheibe laut Traussnig [1]

Abbildung 21 dient zur detaillierten Darstellung des zusammengebauten Rotors und den dazu benötigten Komponenten. Dabei ist die Position der Befestigungskeile sowie des Stahlbandes gut ersichtlich.

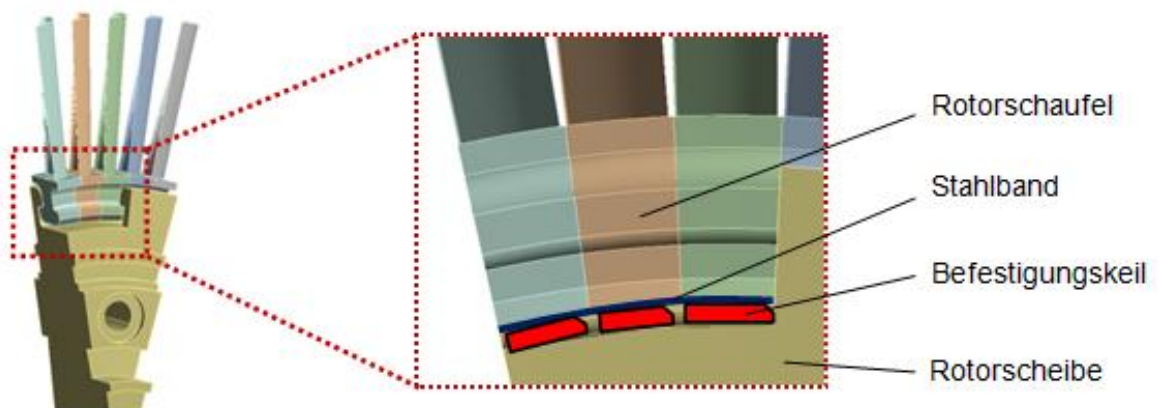


Abbildung 21: Schematische Darstellung der Einzelkomponenten



Zur Ermittlung der modalen Eigenschaften werden in dieser Arbeit fünf verschiedene Modelle des VITAL-Rotors untersucht. Grund für die Auswahl mehrerer Modelle ist, zu ermitteln wie sehr sich die Vereinfachung eines Modells auf die Genauigkeit der berechneten Eigenfrequenzen auswirkt. Da ein vereinfachtes Modell, bei ähnlicher Vernetzung, bedeutend weniger Finite Elemente aufweist als ein größeres Modell, wirkt sich dies dementsprechend auf die Berechnungsdauer der numerischen Modalanalyse aus.

Grundsätzlich ist zu allen untersuchten Modellen anzumerken, dass der Rotor bei Stillstand (Drehzahl  $n = 0$ ) analysiert wird. Grund für die Wahl dieser Randbedingung ist, dass sich der Rotor bei der experimentellen Untersuchung von Traussnig [1] ebenfalls im Ruhezustand befindet und somit eine bessere Vergleichbarkeit gegeben ist. Eine Durchführung der Modalanalyse im Betriebszustand würde einen deutlich höheren Aufwand bedeuten. Es ist anzumerken, dass es im Betriebszustand durch die Rotation zu einer Erhöhung der Steifigkeit und somit zu höheren Eigenfrequenzen kommen würde.

Die betrachteten Modelle werden nun anschließend kurz beschrieben.

### **3.1.1 Ein-Schaufel-Modell**

Dieses, in Abbildung 22 links illustrierte, Modell stellt den Rotor am meisten vereinfacht dar. Es wird dabei nur eine Schaufel betrachtet und die Rotorscheibe wird zur Gänze vernachlässigt. Die Nichtberücksichtigung der Scheibe kann jedoch durch die Wahl geeigneter Randbedingungen hinreichend genau ausgeglichen werden. Dazu wird die Rotorscheufel an den in Abbildung 22 rechts markierten Flächen fix verspannt.

Da im Rahmen des Projekts die Schaufelschwingungen ermittelt werden, ist vor allem die Kenntnis der Schaufeleigenschaften von großer Bedeutung. Somit ist die Wahl eines derart vereinfachten Modells zulässig. Da die Rotorscheibe in diesem Modell vernachlässigt wird, der Einfluss dieser auf die Schaufelschwingungen jedoch nicht zu vernachlässigen ist, ist die Wahl der beschriebenen Randbedingungen von großer Bedeutung.

Für das Ein-Schaufel-Modells wird eine Netz mit 6618 Elementen gewählt.

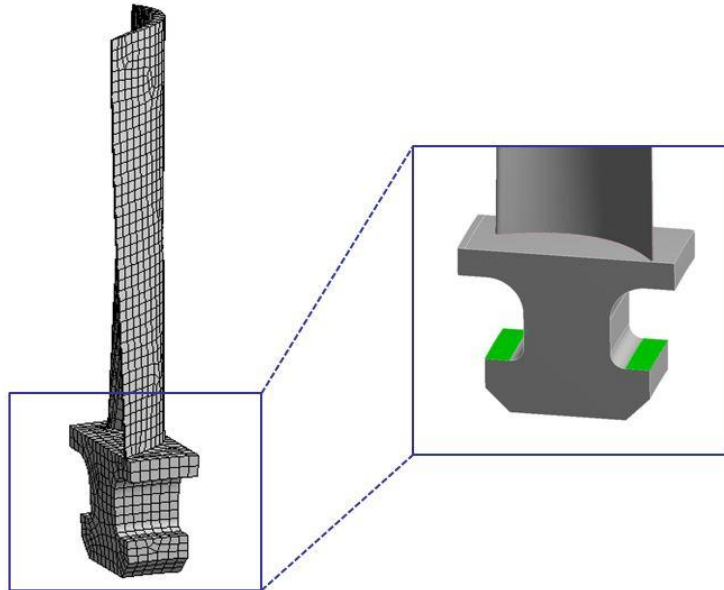


Abbildung 22: Ein-Schaufel-Modell (links), fixe Einspannung (rechts)

Dieses Modell ist aufgrund der geringen benötigten Rechenkapazitäten und der schnellen Erstellung für eine erste Abschätzung gut geeignet.

### 3.1.2 Drei-Schaufel-Modelle

Als nächstes wird ein Drei-Schaufel-Modell gewählt, bei dem ein Kreissektor aus dem gesamten Rotor ausgeschnitten wurde. Da die Anzahl der Schaufeln nicht mit der Anzahl der auf der Kreisscheibe angebrachten Bohrungen übereinstimmt, ergeben sich zwei Möglichkeiten für die Wahl eines Modells. Aus diesem Grund müssen bei dem Drei-Schaufel-Ansatz zwei verschiedene Beispiele betrachtet werden. Es ergeben sich nämlich, wie in Abbildung 23 ersichtlich, ein Kreissektor mit Bohrung in der Scheibe und einer ohne Bohrung. Da das Vorhandensein bzw. Fehlen dieser Bohrung aufgrund der daraus resultierenden unterschiedlichen Steifigkeiten die modalen Eigenschaften beeinflussen, sollen beide Modelle untersucht werden.

Es handelt sich hierbei um das einfachste der betrachteten Modelle, in dem die Kontaktmodellierung (zwischen Rotorschaukeln und Scheibe) mitberücksichtigt wird. Da somit die Berechnungsdauer zur Erlangung der Eigenfrequenzen am geringsten ist, eignet sich dieses Modell gut um die verschiedenen Möglichkeiten zur Kontaktmodellierung zu untersuchen.

Tabelle 3 zeigt die möglichen Kontaktarten und die zugehörigen Kontaktformulierungen die anhand der beiden Modelle untersucht werden.

Tabelle 3: Untersuchte Methoden zur Kontaktmodellierung

Kontaktart	Kontaktformulierung
<i>bonded</i>	MPC
<i>no separation</i>	Pure Penalty, MPC
<i>frictional</i>	Pure Penalty, Augmented Lagrange, Normal Lagrange
<i>frictionless</i>	Pure Penalty, Augmented Lagrange, Normal Lagrange

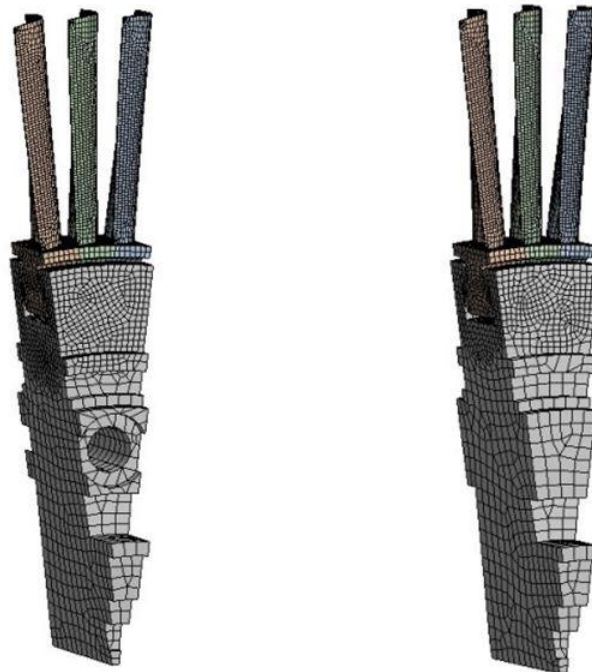


Abbildung 23: Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung (links) und ohne Bohrung (rechts)

Wie auch bei den weiteren untersuchten Modellen (mit fünf bzw. 72 Schaufeln) wird bei diesem Modell eine weitere Vereinfachung bezüglich der zuvor erwähnten Positionierung der Turbinenschaufeln vorgenommen. Da das angebrachte Stahlband sowie der zur Fixierung benötigte Keil im Vergleich zu den Schaufeln und der Scheibe relativ klein sind und somit die modalen Eigenschaften der Struktur nur in geringem Ausmaß beeinflussen, wurde angenommen, dass diese für ein vereinfachtes Modell vernachlässigt werden können.

Beim Ausschneiden eines Kreissektors aus dem ganzen Rotor (Drei- und Fünf-Schaufel-Modell) muss der Wegfall des restlichen Teils mit der Einführung einer geeigneten Randbedingung kompensiert werden. Die hierfür gewählte Randbedingung wird als Symmetriebedingung bezeichnet. Abbildung 24 zeigt das Ersetzen des restlichen Rotors durch eine reibungsfreie Lagerung an den blau markierten Flächen (analog auf der gegenüberliegenden Seite). Da durch diese Art der Lagerung nur die Bewegung normal zu

den gewählten Flächen verhindert wird, ist sie geeignet den weggeschnittenen Anteil zu ersetzen ohne die restliche Bewegungsfreiheit einzuschränken.



*Abbildung 24: Lagerung Drei-Schaufel-Modell*

Das Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung wird mit 42578 Elementen vernetzt, das Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung mit 40197 Elementen.

Obwohl die Scheibe beim Modell mit Bohrung weniger Volumen besitzt, ist die Anzahl der Vernetzungselemente dennoch größer (die Elementanzahl der Schaufeln ist in etwa gleich), da durch die auftretende Bohrung eine komplexere Geometrie entsteht und somit mehr bzw. kleinere Elemente benötigt werden um das Volumen ausfüllen zu können.

### 3.1.3 Fünf-Schaufel-Modell

Für das Fünf-Schaufel-Modell (Abbildung 25) ist aufgrund des Verhältnisses der Schaufeln zu den Bohrungen nur eine Ausführung notwendig. Es werden die selben Untersuchungen bezüglich der Kontaktformulierung wie bei den Drei-Schaufel-Modellen durchgeführt. Diese Vorgangsweise eignet sich gut für einen Vergleich der Ergebnisse und einer Gegenüberstellung, aufgrund der höheren Anzahl von Elementen, der benötigten Rechendauer. Dieses System repräsentiert sehr gut die tatsächliche Steifigkeit der Rotorscheibe.

Die Randbedingungen für dieses Modell sind die gleichen wie bei den Drei-Schaufel-Modellen. Auch hier wird der Wegfall des Großteils der Rotorscheibe mit einer Symmetriebedingung kompensiert.

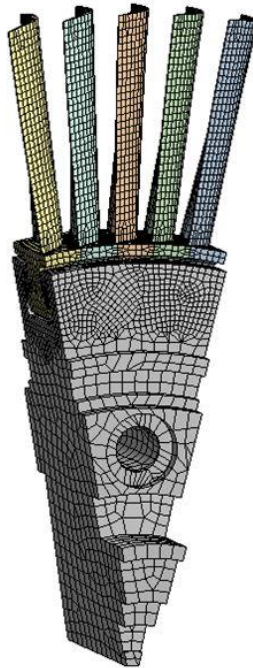


Abbildung 25: Fünf-Schaufel-Modell

Für das Fünf-Schaufel-Modell wird ein Netz mit 75718 Elementen gewählt.

### 3.1.4 72-Schaufel-Modell

Abbildung 26 zeigt das 72-Schaufel-Modell an dem im oberen Bereich die Schlossschaufel und der zur Befestigung eingesetzte Bolzen ersichtlich ist.

Dieses Modell kommt, von den untersuchten Beispielen, dem realen Rotor am nächsten. Aufgrund der Größe dieser Ausführung ist natürlich auch die benötigte Rechenkapazität am höchsten. Der Vergleich der Kontaktmodellierungsmethoden an den anderen Modellen ist somit für die Auswahl bei diesem weitaus aufwändigerem Modell von großer Bedeutung.

Mit Hilfe des 72-Schaufel-Modells wird der Einfluss der gewählten Kontaktart untersucht, die Kontaktformulierung wird hingegen, wie bereits erwähnt, aus den Erkenntnissen der kleineren Modelle gewählt. Die zu untersuchenden Kontaktarten sind: *bonded*, *no separation* und *frictional*.

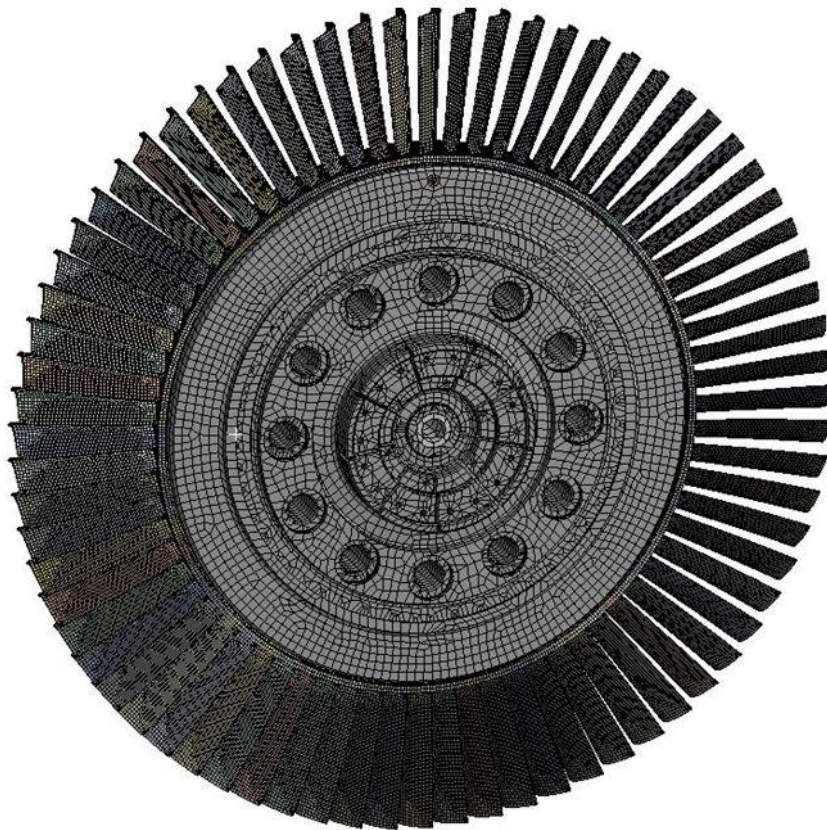


Abbildung 26: 72-Schaufel-Modell

Da die Rotorscheibe bei dieser Ausführung vollständig abgebildet wird, ist die Einführung einer Symmetriebedingung nicht mehr notwendig. Dieses Modell entspricht weitgehend dem realen Versuchs mit dem Shaker in dem der Rotor mit Hilfe von Stahlseilen aufgehängt wird, die das Eigengewicht des Rotors geeignet abstützen.

Des Weiteren soll die Auswirkung der Änderung des Elastizitätsmoduls untersucht werden. Nach erstmaliger Inbetriebnahme eines Rotors versteift sich durch die auftretenden Lasten die gesamte Struktur. Diese erhöhte Steifigkeit soll durch Änderung des E-Moduls der Turbinenschaufeln zu einem höheren Wert simuliert werden.

Das 72-Schaufel-Modell wird mit 699434 Elementen vernetzt.

In den folgenden Unterpunkten soll die Modellaufbereitung, die Vernetzung sowie die Kontaktmodellierung anhand des Drei-Schaufel-Modells mit Bohrung erläutert werden.

### 3.2 Modellaufbereitung

Erster grundlegender Schritt zur Durchführung der Modalanalyse ist die Aufbereitung des CAD-Modells. Hierzu müssen die miteinander in Kontakt stehenden Flächen dahingehend bearbeitet werden, dass sie einander gleichen. Dies kann in ANSYS mittels sogenanntem *face splitting* erreicht werden. Der Vorgang soll kurz an einer beliebigen Fläche der Rotorscheibe erläutert werden. Man wählt eine Fläche der Schaufel die mit der Scheibe in Kontakt steht, aber größer als die reine Kontaktfläche ist. Danach wählt man die Kanten der zugehörigen Fläche der Rotorscheibe, welche die reine Kontaktfläche begrenzen und erstellt somit eine neue Fläche an der Schaufel, die nun exakt der Größe der Fläche besitzt die mit der Rotorscheibe in Berührung steht.

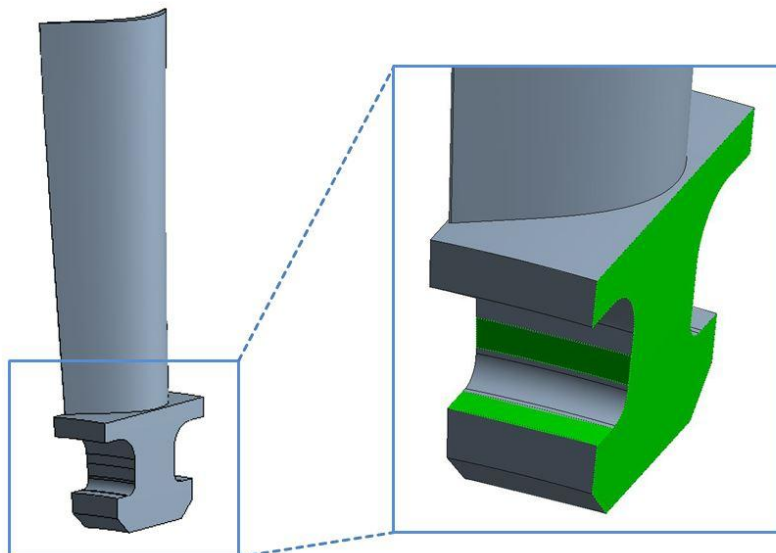


Abbildung 27: Kontaktflächen Rotorscheibe

Abbildung 27 zeigt, grün markiert, die bearbeiteten Kontaktflächen der Schaufel. Die beiden kleineren Flächen (insgesamt vier, jedoch sind die zwei auf der gegenüberliegenden Seite in



der Grafik nicht ersichtlich) stellen jene Flächen der Rotorscheufel dar, die mit der Rotorscheibe in Kontakt sind. Die größere Kontaktfläche steht mit der angrenzenden Schaufel in Berührung. Da bei beiden Schaufeln die Flächen gleich groß sind, ist kein *face splitting* nötig. Bei der mittleren Rotorscheufel des Drei-Schaufel-Modells stehen beide großen Flächen in Kontakt, bei den beiden äußeren Schaufel jeweils nur eine.

Abbildung 28 zeigt die Kontaktflächen (ebenfalls grün markiert) der Rotorscheibe. Da, wie ersichtlich, die eigentlichen Flächen der Scheibe größer als die Kontaktflächen sind (durchgehende Flächen), müssen sie, entsprechend der Größe der zugehörigen Kontaktfläche der Schaufel, unterteilt werden.

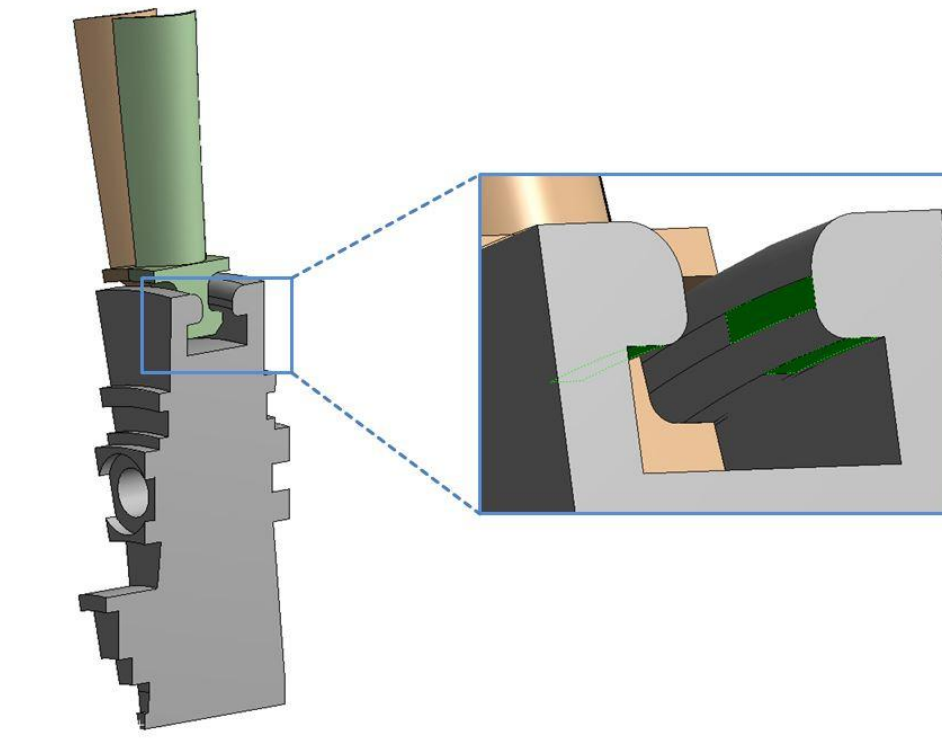


Abbildung 28: Kontaktflächen Rotorscheibe

Im nächsten Schritt werden alle auftretenden Fasen und Verrundungen, die verhältnismäßig klein ausfallen, entfernt. Durch diese kleine Änderung der Geometrie werden die modalen Eigenschaften der Struktur nicht beeinflusst, jedoch führt sie zu einer deutlichen Vereinfachung bezüglich der Vernetzung des Modells. Die in der Nähe der Kontaktstellen befindlichen Verrundungen (siehe Abbildung 28) dürfen hingegen nicht ignoriert werden. Dieser Bereich muss mit größtmöglicher Genauigkeit behandelt werden um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten.

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Aufbereitung des Modells ist die Wahl der richtigen Werkstoffparameter. In ANSYS gibt es dafür eine ausführliche Datenbank für die wichtigsten auftretenden Werkstoffe mit den jeweils zugehörigen Werten.



Tabelle 4: Wichtige Werkstoffparameter

Werkstoff	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	E-Modul [N/mm <sup>2</sup> ]	Schubmodul [N/mm <sup>2</sup> ]
Aluminium	2770	71.000	27.000
Stahl	7850	200.000	77.000

In Tabelle 4 sind die wichtigsten Kennwerte der in der Simulation eingesetzten Werkstoffe aufgeführt. Die Schaufeln des realen Rotormodells bestehen aus Aluminium und die Rotorscheibe aus Edelstahl. Da die meisten Stähle ähnliche Werte für die erwähnten Parameter besitzen, ist die Wahl des in ANSYS verfügbaren *structural steel* für die durchzuführenden Berechnungen zulässig.

Des Weiteren ist für die simulierten reibungsbehafteten Modelle die Definition von geeigneten Reibungskoeffizienten, dargestellt in Tabelle 5 notwendig. Dabei ist zwischen der Reibung zwischen zwei Schaufeln (Aluminium auf Aluminium) und der Reibung zwischen Schaufel und Rotorscheibe (Aluminium auf Stahl) zu unterscheiden).

Tabelle 5: Reibungskoeffizienten der beiden Materialpaarungen nach Kuchling [12]

Materialpaarung	Reibungskoeffizient $\mu_R$
Aluminium - Aluminium	1,05
Aluminium - Stahl	0,19

### 3.3 Vernetzung

Bei der Netzgenerierung wurde die sogenannte *hex dominant* Methode verwendet. Dies bedeutet, dass zum Großteil Hexaeder Elemente verwendet werden. Aufgrund der aufwändigen Geometrie der Modelle ist jedoch eine Vernetzung nur mit Hexaedern kaum möglich, so dass bei der gewählten Methode, wenn bei gewissen Stellen nötig, vereinzelt Tetraeder Elemente gewählt werden.

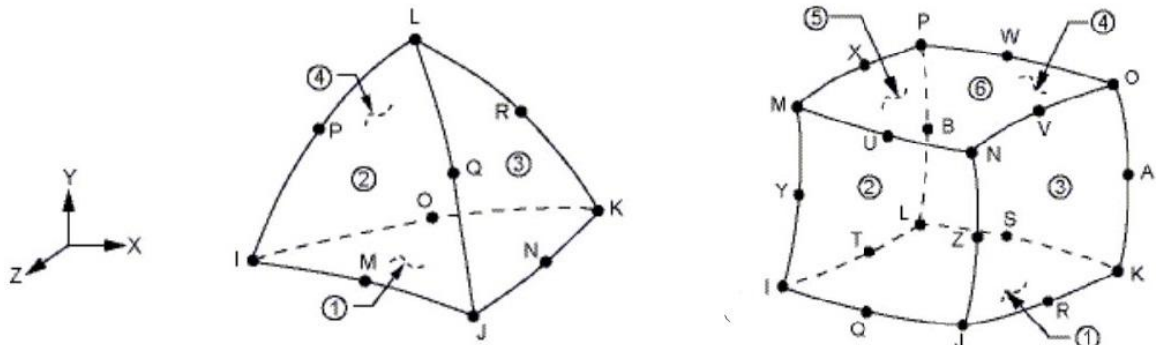
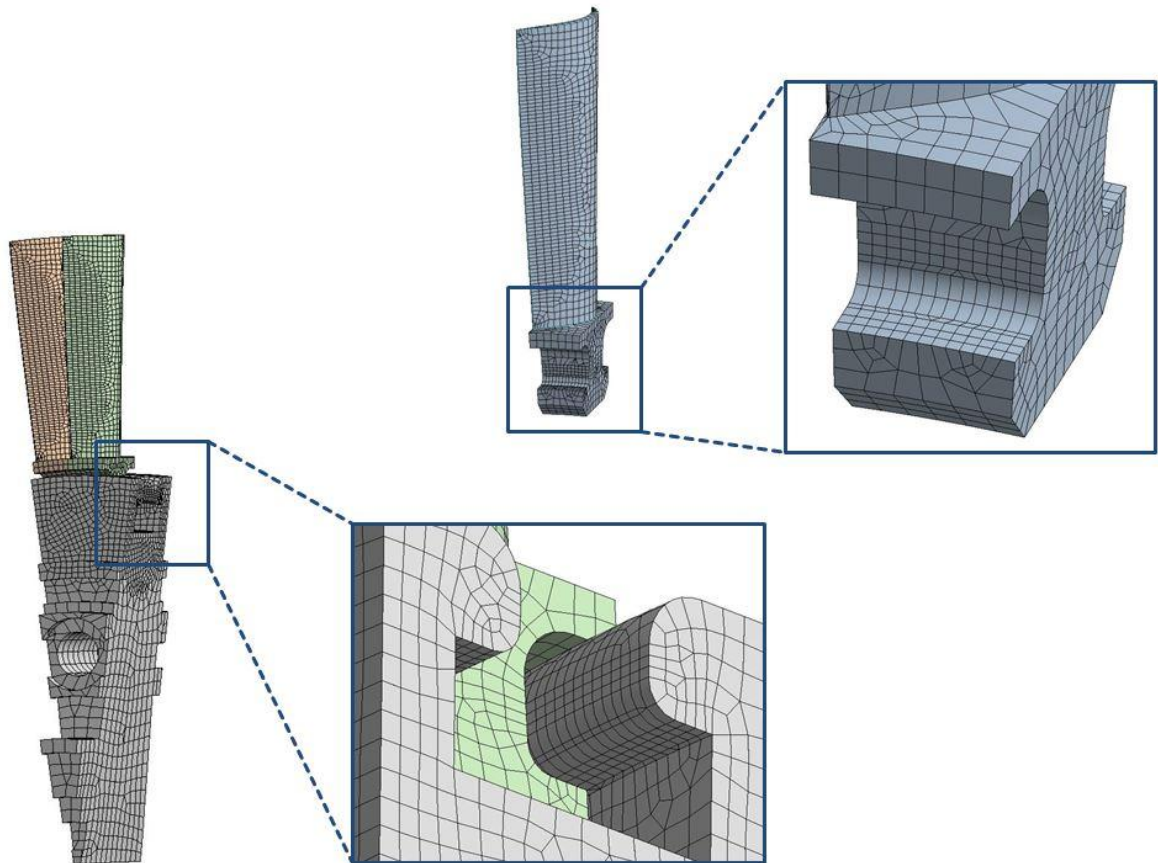


Abbildung 29: Tetraeder-Element (links) und Hexaeder-Element (rechts) nach ANSYS [13]

Abbildung 29 zeigt die beiden verwendeten Elemente. Links ist das 10-knotige Tetraeder-Element (SOLID 187) und rechts das 20-knotige Hexaeder-Element (SOLID 186) abgebildet, beide Elementtypen besitzen ein quadratisches Verformungsverhalten.

Besonders wichtig bei der Vernetzung sind die betrachteten Kontaktstellen. Hier soll das Netz möglichst fein und geordnet ausfallen. Wichtig ist auch, dass das Netz an den Kontaktflächen auf beiden Körpern nach Möglichkeit annähernd identisch ist. Im Idealfall sollen alle Knoten der Fläche des einen Körpers exakt mit den gegenüberliegenden Knoten der anderen Fläche übereinstimmen. Um dies zu gewährleisten eignet sich die Durchführung eines *contact sizing*.



*Abbildung 30: Vernetzung in den Kontaktstellen*

In Abbildung 30 sieht man die Anpassung der Vernetzung an den Kontaktflächen beim Dreifachschafel-Modell. Die Größe der Elemente wird an diesen Stellen verringert um eine höhere Genauigkeit zu erzielen.

Des Weiteren ist auch die Elementgröße bei der Schaufel und der Scheibe unterschiedlich. Aufgrund der komplexeren Oberflächengeometrie wird für die Rotorschaukel eine feinere Auflösung gewählt. Bei der Rotorscheibe ist der Bereich um die Kontaktflächen ähnlich fein aufgelöst wie bei der Schaufel, der Rest kann jedoch gröber vernetzt werden, da das Hauptaugenmerk auf den Kontaktflächen und den Schaufeleigenschaften liegt.

Bei den Ein-, Drei und Fünf-Schafel-Modellen ist die Elementgröße bei der Vernetzung in etwa gleich gewählt worden. Beim 72-Schafel-Modell ist jedoch für die Netzgenerierung bei der Scheibe die Elementgröße erhöht worden um die Zahl der gesamten Elemente zu verringern.

Tabelle 6 liefert eine Übersicht über die Elementanzahl der einzelnen Modelle.

Tabelle 6: Elementanzahl der verschiedenen Modelle

Modell	Elemente
Ein-Schaufel	6618
Drei-Schaufeln ohne Bohrung	40197
Drei-Schaufeln mit Bohrung	42578
Fünf-Schaufeln	75718
72-Schaufeln	699434

Da im Vorfeld zu dieser Arbeit bereits Untersuchungen bezüglich der Netzfeinheit am untersuchten Rotor durchgeführt wurden, kann die Wahl der Elementgröße als plausibel angenommen werden. Des Weiteren muss die Vernetzung aufgrund der Schaufelgeometrie ohnehin sehr fein gewählt werden.

### 3.4 Kontaktmodellierung

Der letzte noch ausständige Schritt vor Start der Simulation ist die Definition der Kontaktart bzw. der Kontaktformulierung. Es wurde bereits in den vorigen Punkten gezeigt, dass die Behandlung der Kontaktflächen bei der Modellaufbereitung und der Vernetzung von großer Bedeutung ist.

Hier wird nun die Wahl der verschiedenen Kontaktarten und der zugehörigen Formulierungen genauer analysiert. Die in Kapitel 2 gewonnenen Erkenntnisse werden für eine Einschränkung der zu betrachtenden Paarungen zu Hilfe genommen. Somit werden die in Frage kommenden Kombinationen von Art und Formulierung der Kontaktstellen analysiert indem die errechneten Eigenfrequenzen der jeweiligen Eigenform miteinander verglichen werden.

Die Abbildungen Abbildung 31 bis Abbildung 36 zeigen die verschiedenen Eigenfrequenzen bei den jeweils gewählten Einstellungen für die Kontaktmodellierung anhand des Drei-Schaufel-Modells mit Bohrung.

Verwendete Abkürzungen:

- AL ... Augmented Lagrange
- B ... *bonded*
- EF ... Eigenform
- F ... *frictional*
- FL ... *frictionless*
- MPC ... Multi-Point-Constraint
- NL ... Normal Lagrange
- NS ... *no separation*
- PP ... Pure Penalty

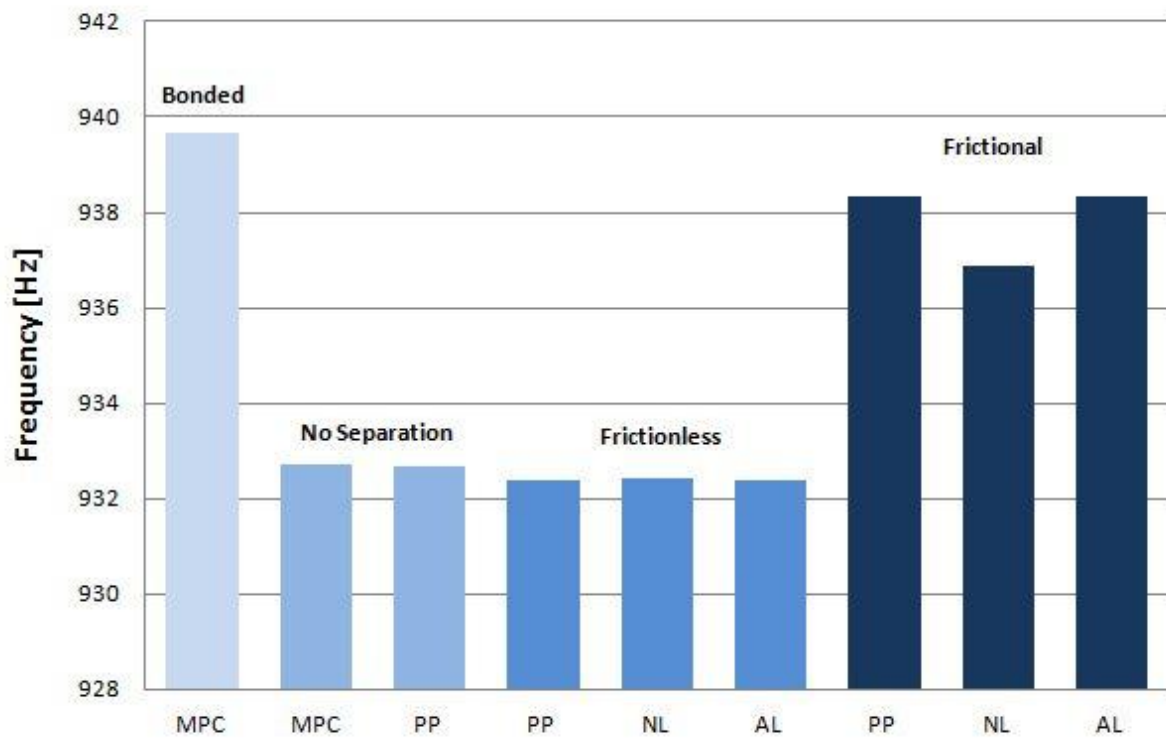


Abbildung 31: Frequenzvergleich 1.Eigenform

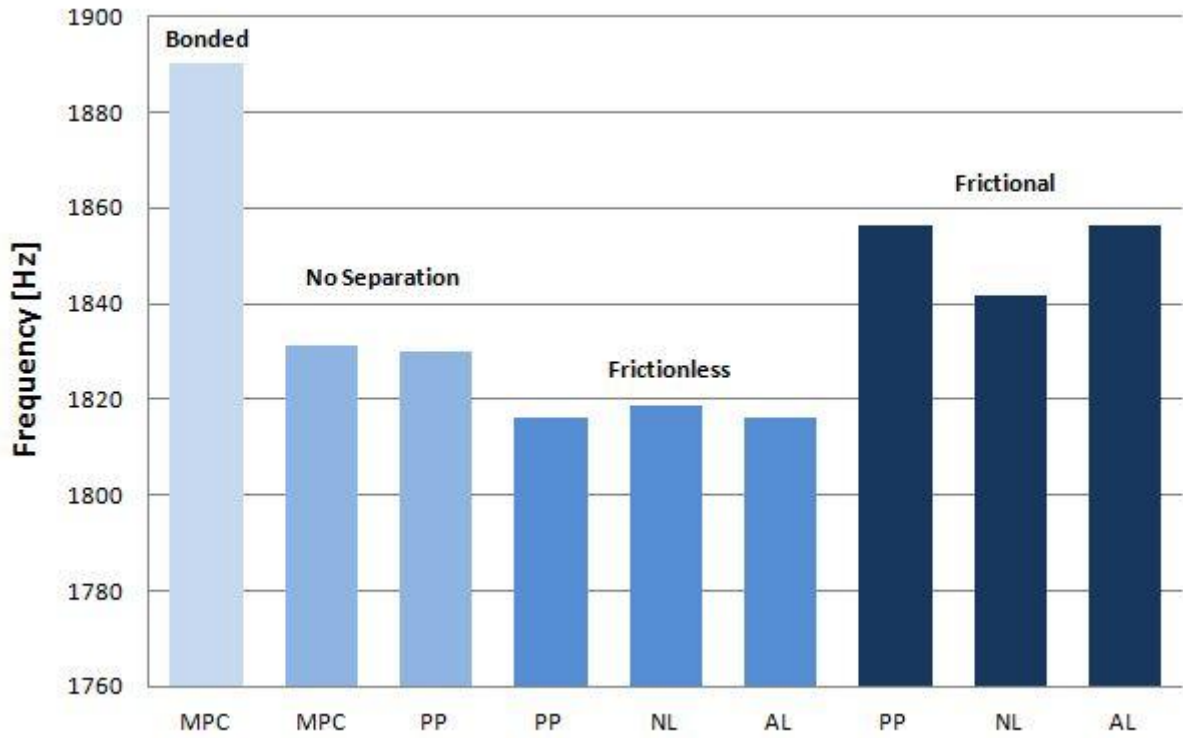


Abbildung 32: Frequenzvergleich 2.Eigenform

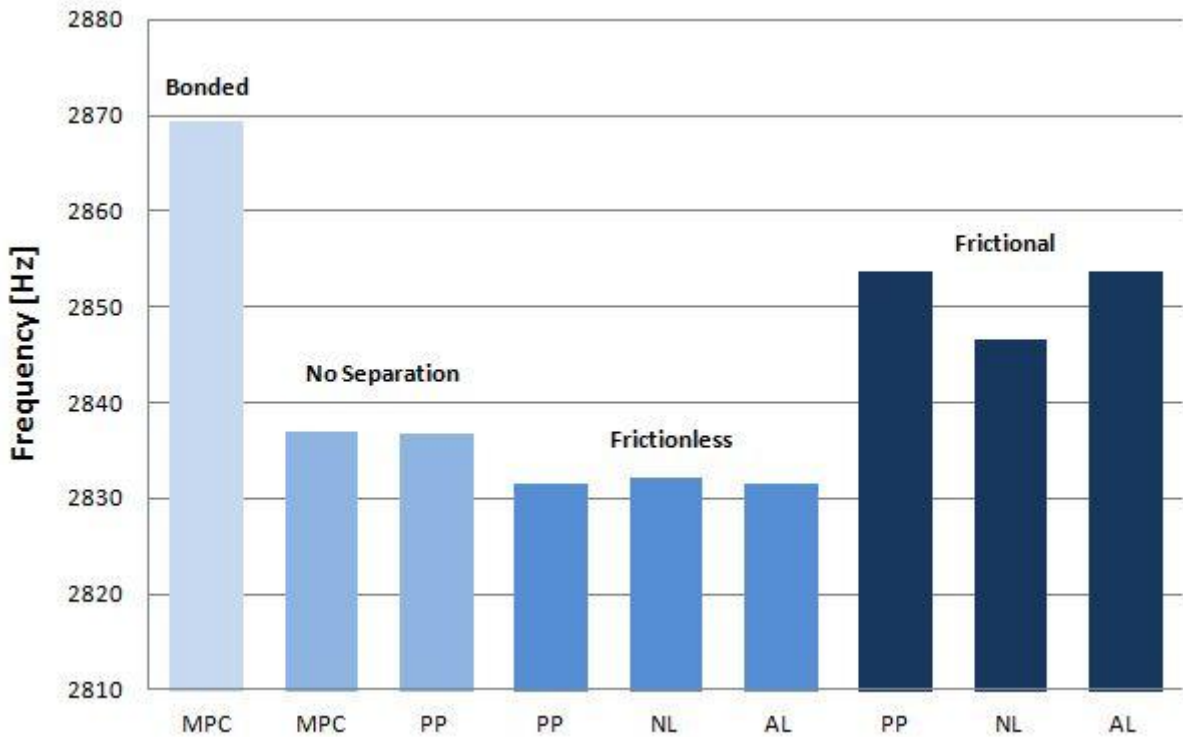


Abbildung 33: Frequenzvergleich 3.Eigenform

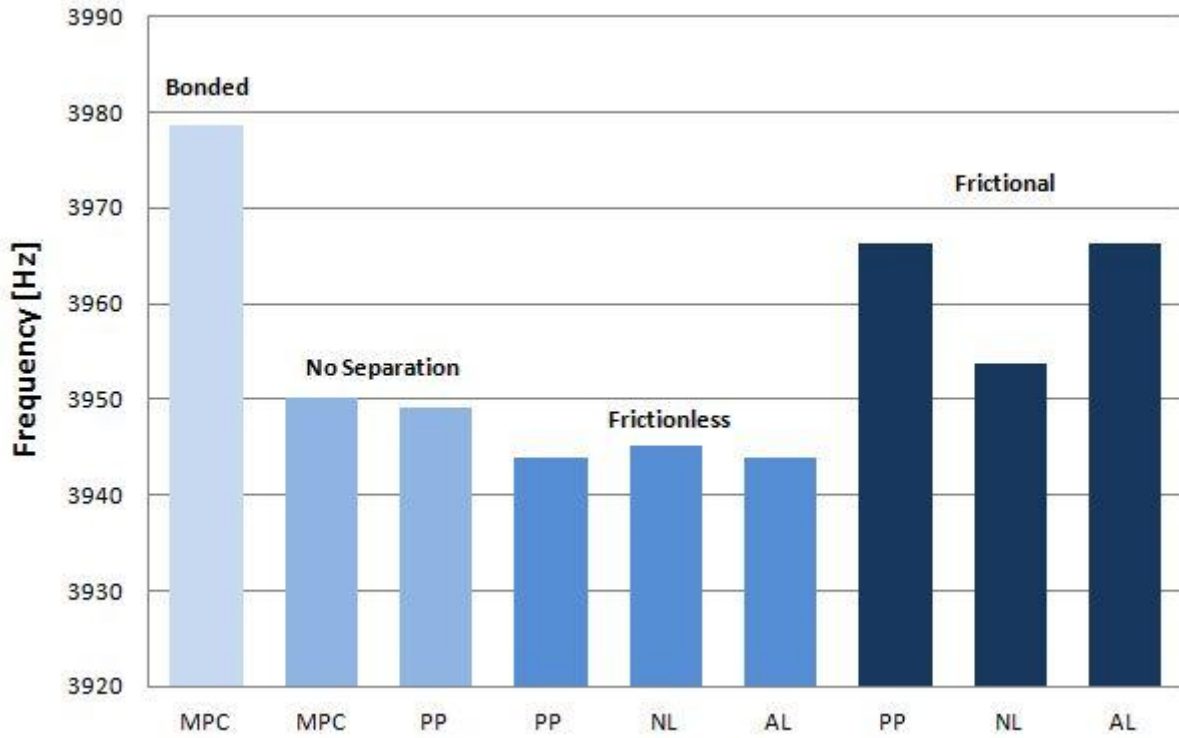


Abbildung 34: Frequenzvergleich 4.Eigenform

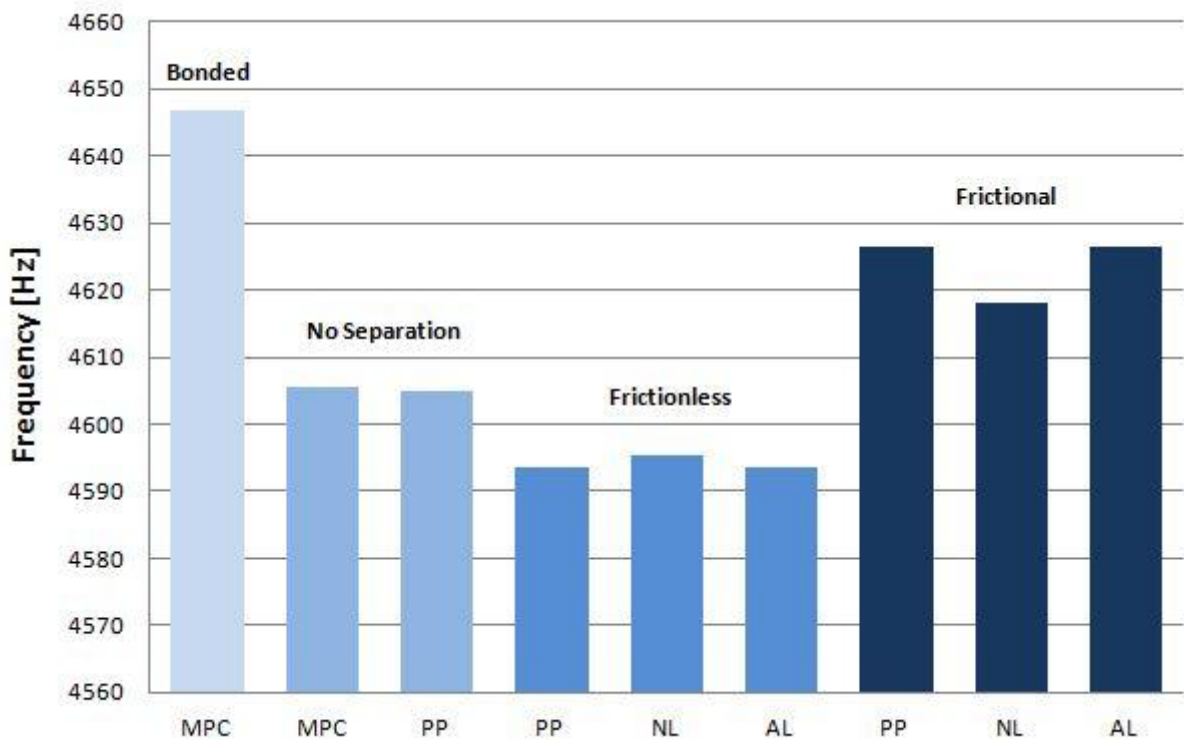


Abbildung 35: Frequenzvergleich 5.Eigenform

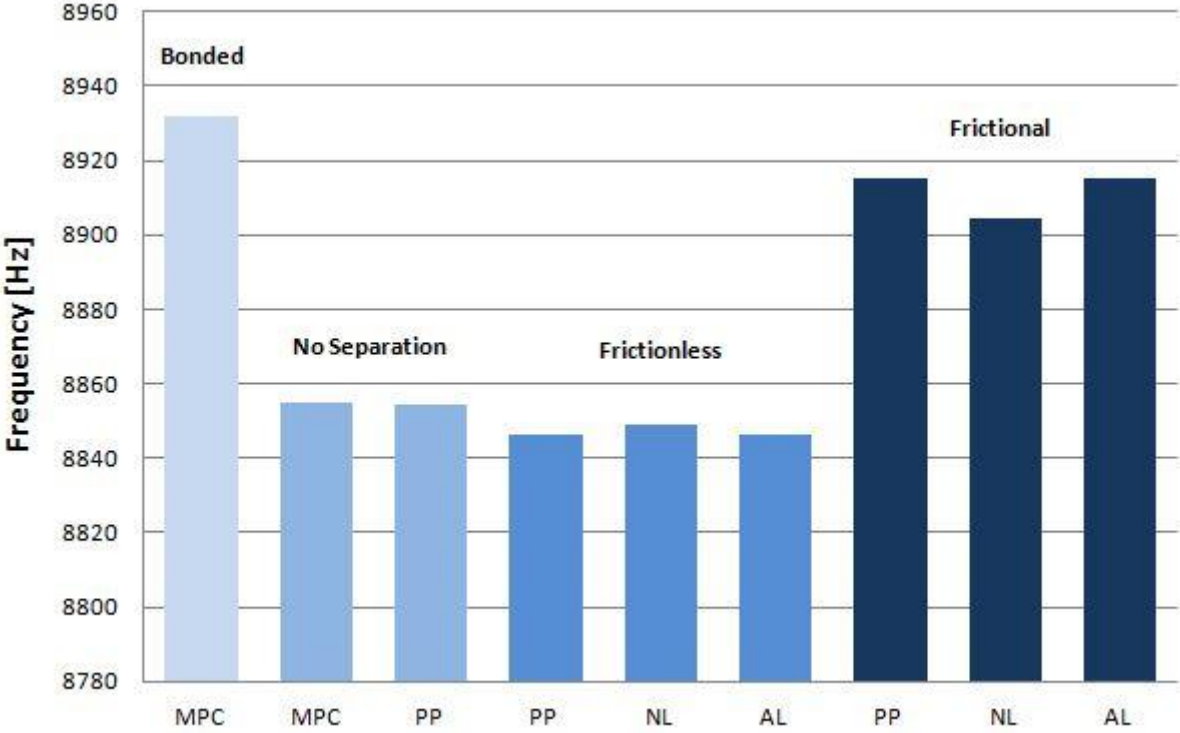


Abbildung 36: Frequenzvergleich 6.Eigenform



Für die Entscheidung über die Auswahl der geeigneten Formulierung für die zu wählende Kontaktart, ist neben dem Vergleich der Eigenfrequenzen auch die benötigte Rechendauer zu beachten. Dazu sollen nun für die einzelnen Kontaktarten tabellarisch die prozentuale Abweichung der Ergebnisse mit der benötigten Rechendauer gegenübergestellt werden.

Aus der Erfahrung zeigt sich, dass sich zur Lösung des *bonded* Kontakts die MPC Methode gut eignet. Zur Überprüfung wurde an dem Modell jedoch auch die Pure Penalty Methode getestet, wie in Tabelle 7 ersichtlich. Die prozentuelle Differenz wird in dieser Betrachtung (wie auch bei den folgenden Tabellen) auf den ersten Wert (hier: MPC) bezogen. Aufgrund der sehr kleinen Abweichungen der Eigenfrequenzen, einer jedoch maßgeblich erhöhten Rechendauer, ist für den *bonded*-Kontakt die Wahl der MPC Methode zu bevorzugen.

Tabelle 7: Vergleich der Formulierungen beim *bonded*-Kontakt

	Dauer [s]	1.EF [Hz]	2.EF [Hz]	3.EF [Hz]	4.EF [Hz]	5.EF [Hz]	6.EF [Hz]
<b>MPC</b>	1354	939,65	1890,30	2869,40	3978,60	4646,70	8931,80
<b>PP</b>	2035	939,60	1888,10	2868,30	3977,80	4645,40	8930,80
<b>Differenz</b>	<b>+50%</b>	<b>-0,005%</b>	<b>-0,116%</b>	<b>-0,038%</b>	<b>-0,02%</b>	<b>-0,028%</b>	<b>-0,011%</b>

Tabelle 8 zeigt die unterschiedlichen Ergebnisse der verschiedenen Kontaktformulierungen bei der Kontaktart *no separation*. Auch hier ist ersichtlich, dass die Eigenfrequenzen sich kaum unterscheiden und somit die Wahl der Methode aufgrund der Berechnungsdauer getroffen wird. Der selbe Vergleich wurde auch beim Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung mit ähnlichen Ergebnissen durchgeführt wobei der Unterschied der Rechendauer nur unwesentlich geringer (MPC: 1359s, PP: 1328s) war. Da jedoch auch hier die Frequenzen nahezu gleich ausfielen, wird für den *no separation*-Kontakt die Pure Penalty Methode empfohlen.

Tabelle 8: Vergleich der Formulierungen beim *no separation*-Kontakt

	Dauer [s]	1.EF [Hz]	2.EF [Hz]	3.EF [Hz]	4.EF [Hz]	5.EF [Hz]	6.EF [Hz]
<b>MPC</b>	2000	932,71	1831,20	2837,00	3950,10	4605,60	8854,80
<b>PP</b>	1358	932,68	1830,00	2836,70	3949,20	4604,80	8854,40
<b>Differenz</b>	<b>-32%</b>	<b>-0,003%</b>	<b>-0,066%</b>	<b>-0,011%</b>	<b>-0,023%</b>	<b>-0,017%</b>	<b>-0,005%</b>

Wie in Tabelle 9 zu erkennen ist, sind die Ergebnisse beim *frictionless*-Kontakt für die Pure Penalty und die Augmented Lagrange Methode identisch, lediglich die Rechenzeit weicht minimal ab. Wie schon in Kapitel 2 erläutert, entscheiden sich die beiden Methoden nur dadurch, dass bei der Augmented Lagrange Methode dem Gleichungssystem ein zusätzlicher Term angefügt wird, um die Empfindlichkeit der Lösung bezüglich der Wahl der Kontaktsteifigkeit zu minimieren. Aus diesen Gründen wird empfohlen die Augmented Lagrange der Pure Penalty Formulierung vorzuziehen.

Für den Normal Lagrange Ansatz gilt, dass sich die berechneten Eigenfrequenzen kaum von jenen der Augmented Lagrange bzw. Pure Penalty unterscheiden, die Rechendauer aber mehr als doppelt so hoch ist. Somit ist die Wahl dieser Methode für Anwendungen dieser Art nur dann sinnvoll sein, wenn die Rechenkapazitäten dementsprechend groß ausfallen. Das Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung bringt ähnliche Ergebnisse, auch hier ist der wichtigste Faktor die Rechendauer (NL: 3983s, AL: 1723s).

*Tabelle 9: Vergleich der Formulierungen beim frictionless-Kontakt*

	<b>Dauer [s]</b>	<b>1.EF [Hz]</b>	<b>2.EF [Hz]</b>	<b>3.EF [Hz]</b>	<b>4.EF [Hz]</b>	<b>5.EF [Hz]</b>	<b>6.EF [Hz]</b>
<b>PP</b>	1359	932,36	1816,30	2831,50	3943,90	4593,50	8846,30
<b>NL</b>	2796	932,40	1818,90	2832,10	3945,10	4595,30	8848,80
<b>AL</b>	1357	932,36	1816,30	2831,50	3943,90	4593,50	8846,30
<b>Diff. (NL)</b>	<b>+106%</b>	<b>+0,004%</b>	<b>+0,143%</b>	<b>+0,021%</b>	<b>+0,03%</b>	<b>+0,039%</b>	<b>+0,028%</b>
<b>Diff. (AL)</b>	<b>-0,15%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>

Für den *frictional*-Kontakt (Tabelle 10) gelten die gleichen Erkenntnisse, die für den *frictionless*-Kontakt gewonnen wurden. Auch hier ist die Berechnungsdauer der ausschlaggebende Punkt für die Bevorzugung der Augmented Lagrange Formulierung gegenüber der Normal Lagrange Methode. Das Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung liefert wieder ähnliche Ergebnisse bezüglich der Berechnungsdauer (NL: 2492s, AL: 1138s).

*Tabelle 10: Vergleich der Formulierungen beim frictional-Kontakt*

	<b>Dauer [s]</b>	<b>1.EF [Hz]</b>	<b>2.EF [Hz]</b>	<b>3.EF [Hz]</b>	<b>4.EF [Hz]</b>	<b>5.EF [Hz]</b>	<b>6.EF [Hz]</b>
<b>PP</b>	1299	938,33	1856,20	2853,70	3966,40	4626,40	8915,30
<b>NL</b>	2691	936,88	1841,90	2846,60	3953,80	4618,10	8904,20
<b>AL</b>	1297	938,33	1856,20	2853,70	3966,40	4626,40	8915,30
<b>Diff. (NL)</b>	<b>+107%</b>	<b>-0,154%</b>	<b>-0,77%</b>	<b>-0,249%</b>	<b>-0,318%</b>	<b>-0,179%</b>	<b>-0,125%</b>
<b>Diff. (AL)</b>	<b>-0,15%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>	<b>0%</b>

Die Ergebnisse der Untersuchung der verschiedenen Methoden zur Kontaktmodellierung sind in Tabelle 11 dargestellt. Sie dient als Überblick, welche Kontaktformulierungen für welche Kontaktart empfohlen werden.

Die gefundenen Ergebnisse sollen als Hilfestellung zur Auswahl der geeigneten Kontaktformulierungsmethode dienen, dürfen jedoch nicht für alle Anwendungsfälle als einzig richtige Herangehensweise interpretiert werden.

*Tabelle 11: Empfohlene Kontaktformulierungsmethoden*

<b>Kontaktart</b>	<b>Kontaktformulierung</b>
bonded	MPC
no separation	Pure Penalty
frictionless	Augmented Lagrange
frictional	Augmented Lagrange

### 3.5 Ergebnisse

Im folgenden werden die Ergebnisse der numerischen Modalanalyse für alle untersuchten Modelle angeführt. Es werden die Eigenfrequenzen der ersten sechs Eigenformen aufgelistet. Die zugehörigen Eigenformen sollen anschließend anhand des 72-Schaufel-Modells (*bonded*) und des Ein-Schaufel-Modells zur besseren Veranschaulichung abgebildet werden.

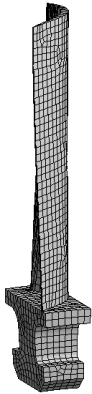


Tabelle 12: Eigenfrequenzen Ein-Schaufel-Modell

<b>bonded</b>	
<b>1. EF</b>	876 Hz
<b>2. EF</b>	1739 Hz
<b>3. EF</b>	2826 Hz
<b>4. EF</b>	4185 Hz
<b>5. EF</b>	5882 Hz
<b>6. EF</b>	8952 Hz

Tabelle 12 zeigt die gefundenen Eigenfrequenzen für das Ein-Schaufel-Modell. Vergleicht man die Eigenfrequenzen mit jenen der folgenden Modelle, so ist bei diesem Modell bei der fünften Eigenfrequenz eine große Abweichung erkennbar (z.B.: Vergleich mit Tabelle 13). Die fünfte und sechste Schaufelmode werden jedoch im späteren Verlauf der Masterarbeit nicht genauer betrachtet, da im höherfrequenten Bereich die experimentelle Messdatenerfassung mit einfachen Methoden nur schwierig durchzuführen ist und demnach keine Vergleichsdaten vorhanden sind.



Tabelle 13: Eigenfrequenzen Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung

<b>Formulierung</b>	<i>bonded</i>	<i>no separation</i>	<i>frictionless</i>	<i>frictional</i>
<b>1. EF</b>	940 Hz	933 Hz	932 Hz	938 Hz
<b>2. EF</b>	1890 Hz	1830 Hz	1816 Hz	1856 Hz
<b>3. EF</b>	2869 Hz	2837 Hz	2832 Hz	2854 Hz
<b>4. EF</b>	3979 Hz	3949 Hz	3944 Hz	3966 Hz
<b>5. EF</b>	4647 Hz	4605 Hz	4594 Hz	4626 Hz
<b>6. EF</b>	8932 Hz	8854 Hz	8846 Hz	8915 Hz

In Tabelle 13 sind die Schaufelmoden des Drei-Schaufel-Modells mit Bohrung mit den jeweils gewählten Kontaktarten dargestellt. Es ist zu bemerken, dass die Ergebnisse für die Fälle *no separation* und *frictionless* nahe beinander liegen. Dies ist damit zu begründen, dass beide Methoden im Wesentlichen dadurch unterscheiden, dass bei der ersten im Gegensatz zur zweiten die Körper von einer Trennung gehindert werden, sonst aber beide reibungsfrei betrachtet werden. Somit dürfte ein etwaiges abheben eines Körpers keine entscheidende Rolle spielen. Die Eigenfrequenzen für den *frictional* Kontakt liegen zwischen jenen für den *bonded* bzw. für *frictionless/no separation*. Da die *bonded* Methode als die steifste angesehen werden kann und die reibfreien dementsprechend als die mit der geringsten Steifigkeit ist dieses Ergebnis durchaus plausibel.



Tabelle 14: Eigenfrequenzen Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung

Formulierung	<i>bonded</i>	<i>no separation</i>	<i>frictionless</i>	<i>frictional</i>
1. EF	940 Hz	926 Hz	924 Hz	936 Hz
2. EF	1909 Hz	1840 Hz	1821 Hz	1868 Hz
3. EF	2892 Hz	2856 Hz	2845 Hz	2872 Hz
4. EF	4355 Hz	4286 Hz	4272 Hz	4337 Hz
5. EF	4830 Hz	4805 Hz	4791 Hz	4800 Hz
6. EF	8940 Hz	8854 Hz	8851 Hz	8922 Hz

Tabelle 14 zeigt die Ergebnisse für das Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung. Aufgrund des voll ausgeführten Scheibenstücks sind die ermittelten Eigenfrequenzen naturgemäß höher als bei der Ausführung mit Bohrung, da die Steifigkeit der Struktur höher ist. Die Unterschiede der einzelnen Kontaktarten sind analog zu jenen beim Modell mit Bohrung zu erklären.

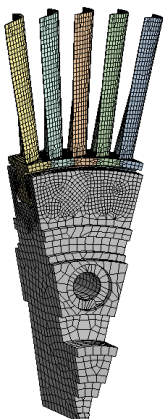


Tabelle 15: Eigenfrequenzen Fünf-Schaufel-Modell

Formulierung	<i>bonded</i>	<i>no separation</i>	<i>frictionless</i>	<i>frictional</i>
1. EF	940 Hz	927 Hz	926 Hz	939 Hz
2. EF	1903 Hz	1833 Hz	1829 Hz	1883 Hz
3. EF	2885 Hz	2848 Hz	2845 Hz	2876 Hz
4. EF	4159 Hz	4104 Hz	4102 Hz	4153 Hz
5. EF	4692 Hz	4642 Hz	4637 Hz	4677 Hz
6. EF	8975 Hz	8890 Hz	8888 Hz	8967 Hz

Die in Tabelle 15 aufgelisteten Eigenfrequenzen für das Fünf-Schaufel-Modell zeigen in Bezug auf die Wahl der Kontaktart ähnliche Ergebnisse wie die anderen betrachteten Modelle.

Auf die auftretenden Unterschiede soll später im Detail eingegangen werden.

Tabelle 16: Eigenfrequenzen 72-Schaufel-Modell

Formulierung	<i>bonded</i>		<i>no separation</i>	<i>frictional</i>
Modifizierung	<i>keine</i>	<i>veränderter E-Modul</i>	<i>keine</i>	<i>keine</i>
<b>1. EF</b>	981 Hz	1005 Hz	864 Hz	979 Hz
<b>2. EF</b>	1934 Hz	1950 Hz	1874 Hz	1929 Hz
<b>3. EF</b>	2699 Hz	2736 Hz	2637 Hz	2639 Hz
<b>4. EF</b>	4215 Hz	4247 Hz	3903 Hz	4173 Hz
<b>5. EF</b>	4550 Hz	4567 Hz	4357 Hz	4501 Hz
<b>6. EF</b>	8692 Hz	8785 Hz	8342 Hz	8612 Hz

In Tabelle 16 sind die Eigenfrequenzen der gefundenen Eigenformen für das 72-Schaufel-Modell dargestellt. Da in den Drei- und Fünf-Schaufel-Modellen gezeigt wurde, dass die Unterschiede von *frictionless* und *no separation* bei den untersuchten Kontaktstellen sehr gering sind, wurde auf die Anwendung der *frictionless* Methode aufgrund des höheren Aufwands verzichtet.

Es wurden jedoch eine Ausführungen mit zusätzlicher Modifizierungen für das 72-Schaufel-Modell vorgenommen. Dabei wurde der Einfluss einer Änderung des Elastizitätsmoduls auf die auftretenden Eigenfrequenzen untersucht.

Für die Simulation der höheren Steifigkeit der Turbinenschaufeln, bestehend aus Aluminium, wurde deren E-Modul von 71000 N/mm<sup>2</sup> auf 74500 N/mm<sup>2</sup> erhöht, dies entspricht einer Anhebung um 5%. In Tabelle 17 ist der Einfluss dieser E-Modul-Änderung auf die Eigenfrequenz dargestellt. Aufgrund der höheren Steifigkeit wandern die auftretenden Eigenformen zu höheren Frequenzen, im Mittel bewirkt ein um 5% erhöhter E-Modul im vorliegenden Fall eine Verschiebung der Schaufelmoden um 1,14% zu höheren Frequenzen.

Tabelle 17: Einfluss des veränderten E-Moduls auf die Eigenfrequenzen

	<b>1.EF</b>	<b>2.EF</b>	<b>3.EF</b>	<b>4.EF</b>	<b>5.EF</b>	<b>6.EF</b>
<b>Differenz der Eigenfrequenz</b>	+2,45 %	+0,83%	+1,37%	+0,76%	+0,37%	+1,07%

Die folgenden Abbildungen (Abbildung 37 - Abbildung 42) zeigen die bei den jeweiligen Eigenfrequenzen auftretenden Eigenformen am Beispiel des 72-Schaufel-Modells (*bonded*). Zur detaillierten Darstellung der Schaufelschwingung wird zusätzlich das Ein-Schaufel-Modell abgebildet. In den Abbildungen ist die Gesamtverformung des Rotors bei den entsprechenden Eigenfrequenzen farblich dargestellt.

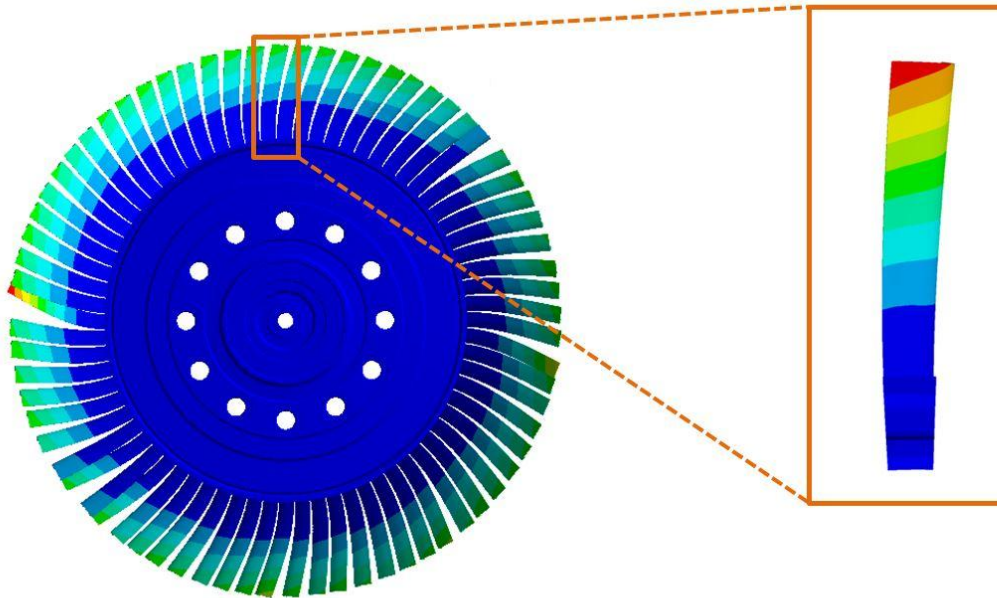


Abbildung 37: 1. Eigenform bei 981 Hz mit nodal diameter = 0

Abbildung 37 zeigt die erste Biegeschwingung bezogen auf die schwache Achse (normal auf die Bildebene). In dieser Abbildung ist außerdem zu beachten, dass die Schlossschaufel eine stärkere Gesamtverformung erfährt als die restlichen Schaufeln. Dies kann durch die unterschiedliche Lagerung (Siehe S.31) erklärt werden.

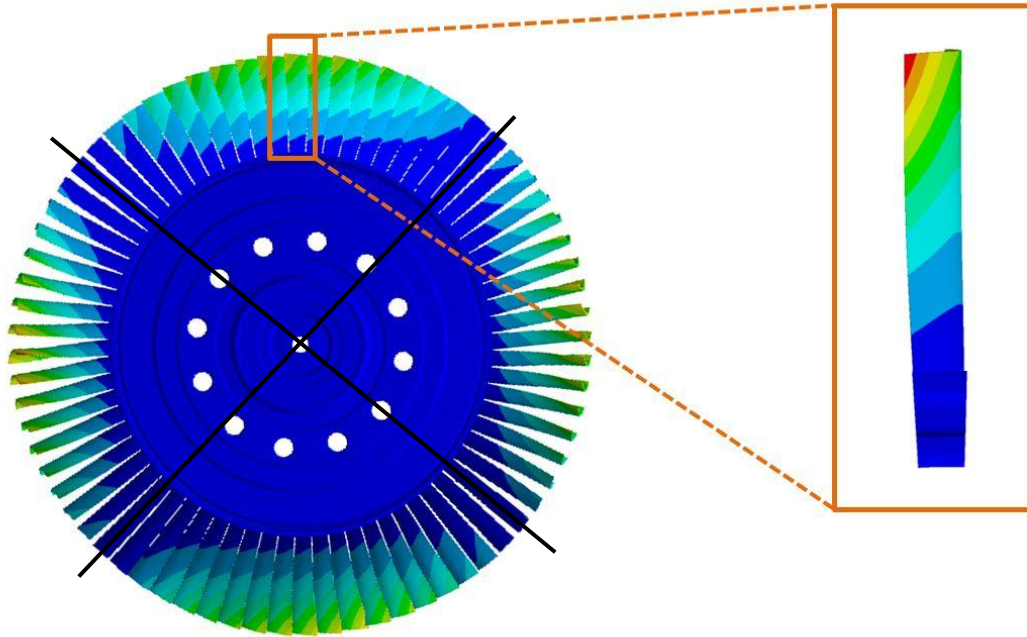


Abbildung 38: 2. Eigenform bei 1934 Hz mit nodal diameter = 2

In Abbildung 38 ist die erste Biegeschwingung bezüglich der starken Achse (waagrecht) dargestellt.

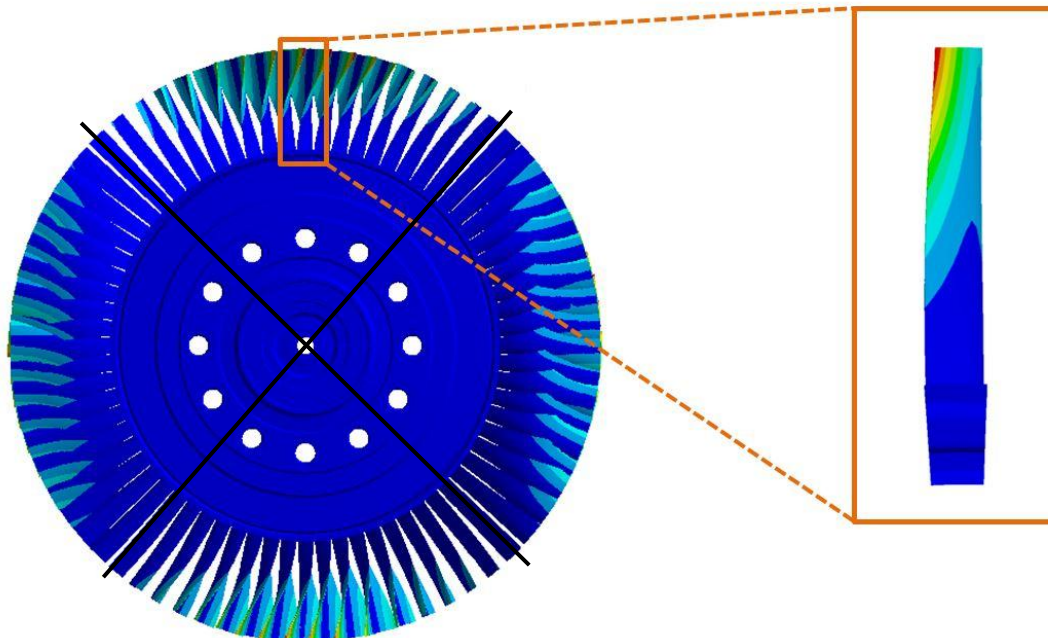


Abbildung 39: 3. Eigenform bei 2699 Hz mit nodal diameter = 2

Die dritte Eigenform, auch erste Torsionschwingung, ist in Abbildung 39 ersichtlich.



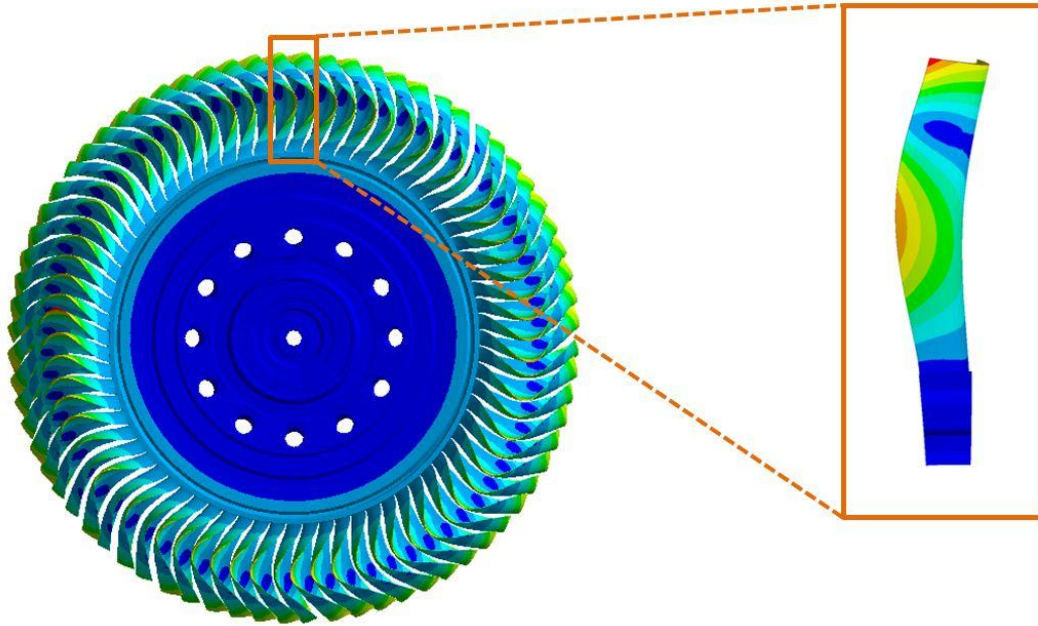


Abbildung 40: 4.Eigenform bei 4215 Hz mit nodal diameter = 0

Abbildung 40 zeigt die zweite Biegeschwingung bezüglich der Achse normal auf die Bildebene.

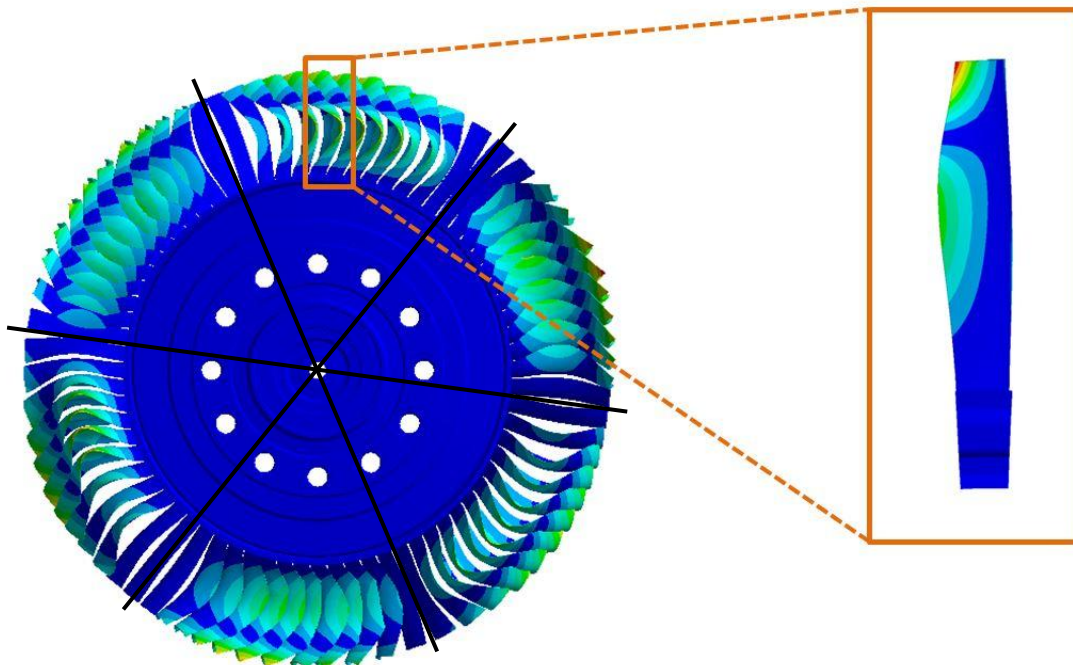


Abbildung 41: 5.Eigenform bei 4550 Hz mit nodal diameter = 3

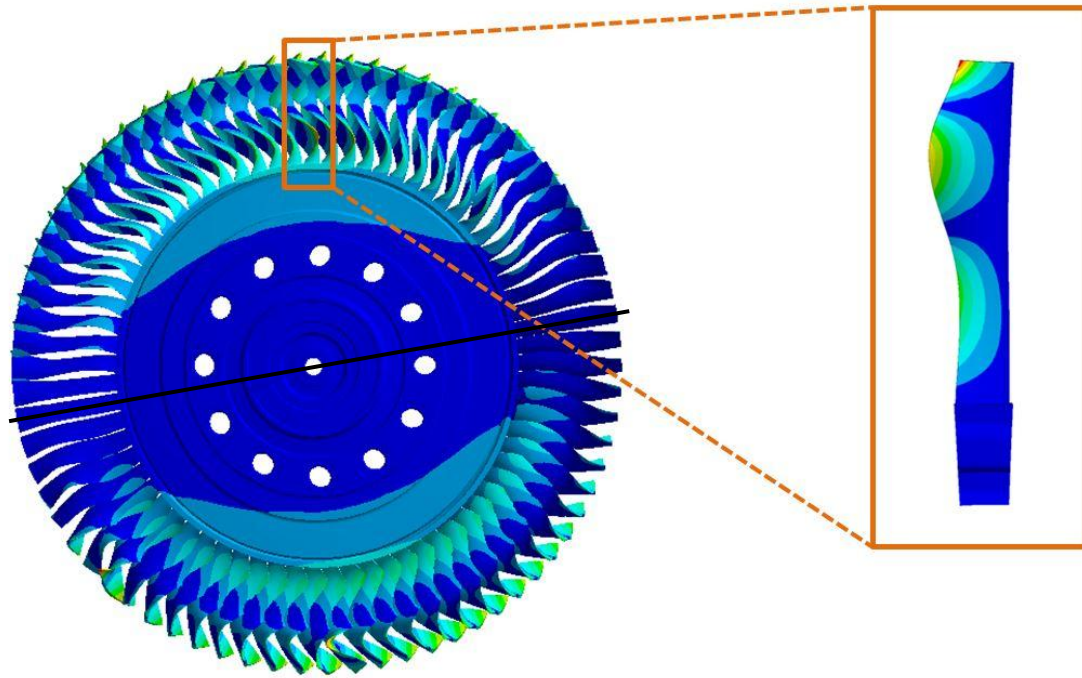


Abbildung 42: 6.Eigenform bei 8692 Hz mit nodal diameter = 1

### 3.6 Vergleich der Modelle

Da für die weiteren Untersuchungen an den Rotorscheaufeln, und somit für die Platzierung der DMS, lediglich die ersten vier Eigenformen von Relevanz sind (die restlichen Eigenformen sind für die untersuchten Belastungen bei zu hohen Frequenzen) werden die fünfte und sechste Eigenform nicht weiter betrachtet. Außerdem konnte die sechste Eigenform in der experimentellen Modalanalyse nicht ermittelt werden. Des weiteren macht die große Streuung der Ergebnisse, sowohl bei der experimentellen sowie auch bei der numerischen Modalanalyse, einen aussagekräftigen Vergleich für die fünfte Eigenform nicht möglich.

In Tabelle 18 sind dazu die Abweichungen der Eigenfrequenzen aller relevanten Modelle zu den vorhandenen Messergebnissen dargestellt.

Tabelle 18: Abweichung der Modelle von den experimentellen Daten

		1.EF	2.EF	3.EF	4.EF
<b>Experimentelle Daten</b>		967	1548	2716	4131
<b>1BL</b>		-9,4%	+12,3%	+4%	+1,3%
<b>3BL-H</b>	<b>B-MPC</b>	-2,8%	+22,1%	+5,6%	-3,7%
	<b>NS-PP</b>	-3,5%	+18,2%	+4,4%	-4,4%
	<b>FL-AL</b>	-3,6%	+17,3%	+4,3%	-4,5%
	<b>F-AL</b>	-3%	+19,9%	+5,1%	-4%
<b>3BL</b>	<b>B-MPC</b>	-2,8%	+23,3%	+6,5%	+5,4%
	<b>NS-PP</b>	-4,2%	+18,9%	+5,1%	+3,8%
	<b>FL-AL</b>	-4,5%	+17,7%	+4,7%	+3,4%
	<b>F-AL</b>	-3,2%	+20,6%	+5,7%	+5%
<b>5BL</b>	<b>B-MPC</b>	-2,8%	+22,9%	+6,2%	+0,7%
	<b>NS-PP</b>	-4,2%	+18,4%	+4,8%	-0,7%
	<b>FL-AL</b>	-4,2%	+18,1%	+4,8%	-0,7%
	<b>F-AL</b>	-2,9%	+21,7%	+5,9%	+0,5%
<b>72BL</b>	<b>B-MPC</b>	+1,4%	+24,9%	-0,6%	+2%
	<b>NS-PP</b>	-10,7%	+21,1%	-2,9%	-5,5%
	<b>F-AL</b>	+1,2%	+24,6%	-2,8%	+1%

Verwendete Abkürzungen:

- 1BL ... Ein-Schaufel-Modell
- 3BL-H ... Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung
- 3BL ... Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung
- 5BL ... Fünf-Schaufel-Modell
- 72BL ... 72-Schaufel-Modell
- $\mu$  ... Mittelwert
- $\sigma$  ... Standardabweichung

Zusätzlich ist in Tabelle 19 die von Traussnig [1] ermittelte Statistik zur experimentellen Modalanalyse beim VITAL-Rotor dargestellt. Darin sind die Mittelwerte, Medianwerte sowie die Standardabweichungen der entsprechenden Eigenfrequenzen aufgelistet.

Tabelle 19: Statistik der experimentellen Modalanalyse nach Traussnig [1]

	Mittelwert [Hz]	Medianwert [Hz]	Standardabweichung [Hz]
<b>1. Eigenform</b>	966,79	966,80	0,01
<b>2. Eigenform</b>	1548,33	1513,67	74,20
<b>3. Eigenform</b>	2716,13	2700,20	27,49
<b>4. Eigenform</b>	4130,86	4130,86	0,00

Abbildung 43 zeigt die ermittelten Eigenfrequenzen für die erste Eigenform. Es ist ersichtlich, dass in diesem Fall das Ein-Schaufel-Modell die größte Abweichung von den experimentell ermittelten Werten liefert. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass die Ergebnisse der Drei- und Fünf-Schaufel-Modelle nur geringe Unterschiede zum Messwert liefern. Die Ergebnisse für das 72-Schaufel-Modell - abgesehen von der *no separation* Methode, welche stark von den anderen beiden abweicht - kommen dem realen Versuch am nächsten.

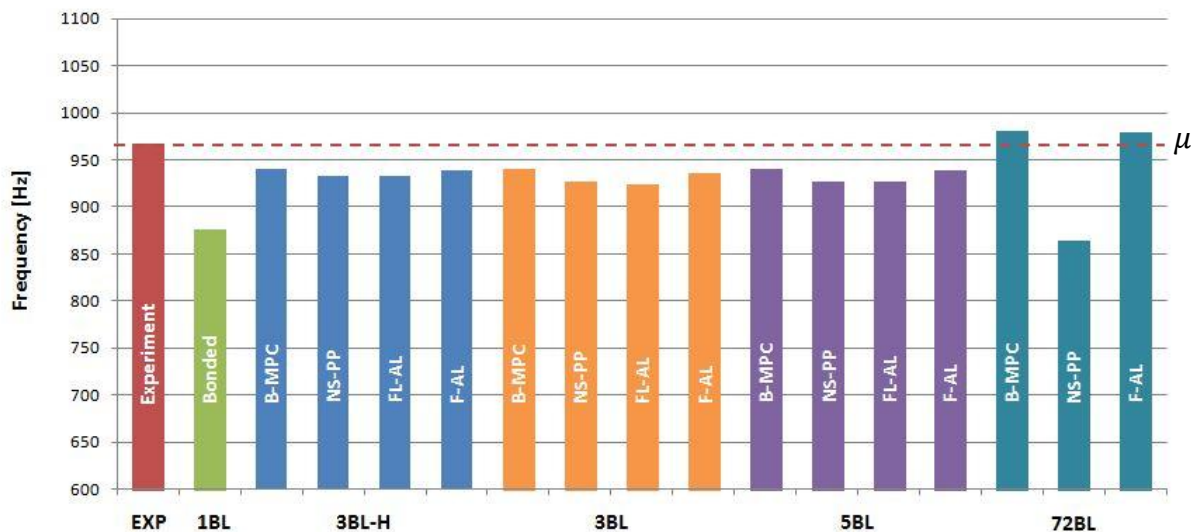
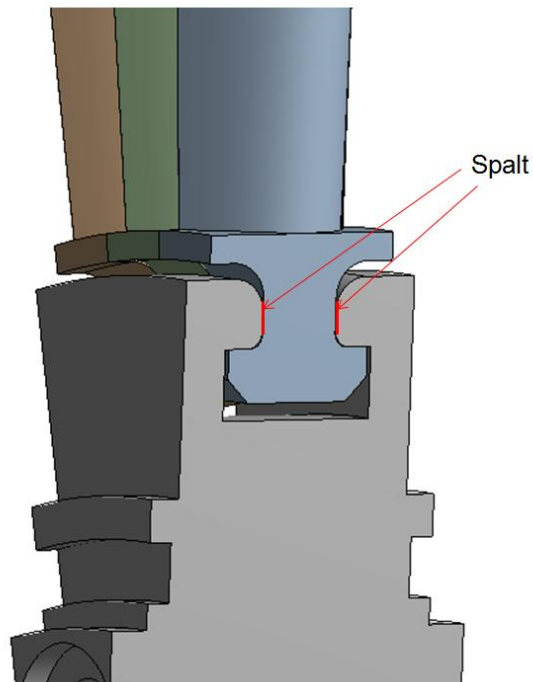


Abbildung 43: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 1. Eigenform

Die numerische Modalanalyse liefert für die zweite Eigenform im Vergleich zur ersten andere Ergebnisse, dargestellt in Abbildung 45. Die berechneten Werte aus der Simulation weichen stark von den experimentellen Messdaten ab. Der Grund dafür sind einerseits auftretende Fertigungsabweichungen, welche die Einspannung entlang der starken Achse stärker beeinflussen. Abbildung 44 zeigt diese Abweichungen an den rotmarkierten Stellen. Aufgrund bestimmter Fertigungstoleranzen ist ein Auftreten eines gewissen Spaltes (Schaufeln müssen in Scheibe eingefädelt werden können) nicht vermeidbar. Da bei den hier

angewandten Modellen stets lineare Kontakte zur Anwendung kommen, kann dieser Umstand nicht berücksichtigt werden. Zur genaueren Darstellung der Spalte und deren Effekte wäre der Einsatz eines komplexeren Modells mit nichtlinearen Kontakten notwendig.



*Abbildung 44: Fertigungsbedingter Spalt zwischen Schaufel und Scheibe*

Es ist außerdem ersichtlich, dass auch die Standardabweichung der experimentellen Daten in diesem Fall am größten ist. Dies liegt an der Montagesituation bezüglich der Schlossschaufel, deren Schwingung besonders bezüglich der starken Achse beeinflusst wird. Es ist noch zu beachten, dass die Abweichungen zwischen Ein-Schaufel-Modell und den restlichen Modellen am meisten ausgeprägt sind.

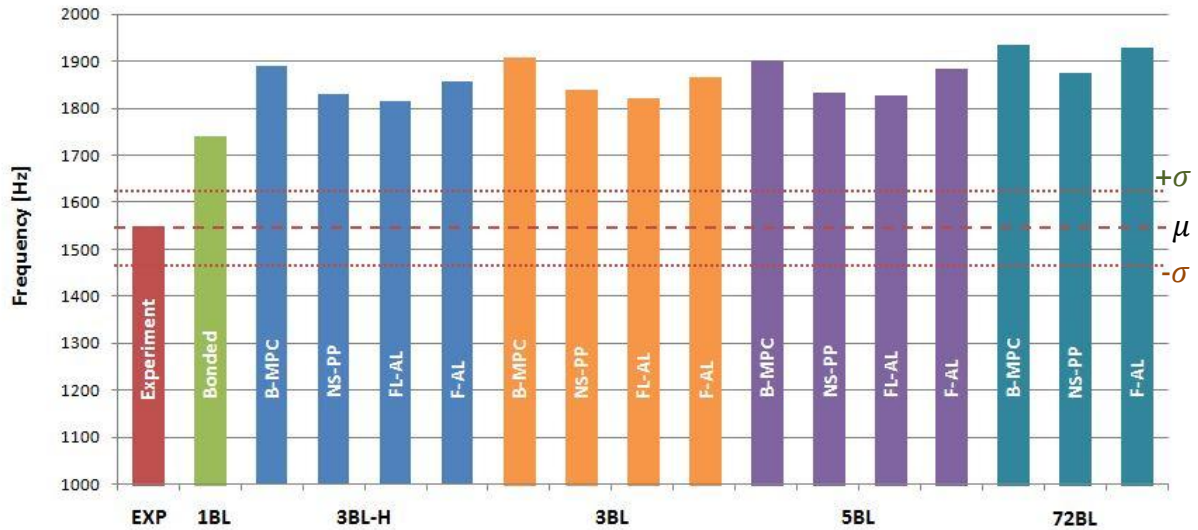


Abbildung 45: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 2.Eigenform

Die in Abbildung 46 ersichtlichen Ergebnisse für die dritte Eigenform zeigen wieder eine geringere Standardabweichung der experimentellen Daten. In diesem Fall ist erneut das 72-Schaufel-Modell jenes mit der geringsten Abweichung. Die restlichen Modelle weisen alle ähnliche Unterschiede zu den Messwerten auf, wobei zu beachten ist, dass, im Unterschied zur ersten und zweiten Eigenform, die Differenz des Ein-Schaufel-Modells zu den Drei- und Fünf-Schaufel-Modellen wesentlich geringer ausfällt.

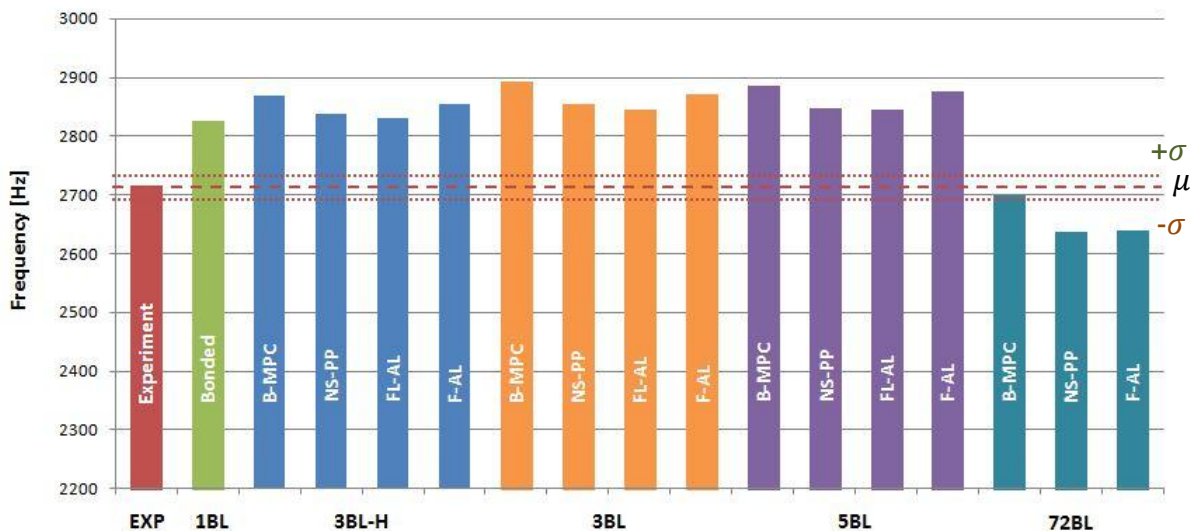


Abbildung 46: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 3.Eigenform



In Abbildung 47 sind die numerisch ermittelten Ergebnisse mit den experimentellen Messdaten der vierten Eigenform gegenübergestellt. Hier ist auffällig, dass besonders das Fünf-Schaufel-Modell geringe Abweichungen zu den Messwerten liefert. Auch das 72-Schaufel-Modell kommt dem realen Versuchsobjekt sehr nahe, wobei der *no separation* Fall wieder eine kleine Ausnahme bildet. Zum 3-Schaufel-Modell ist anzumerken, dass wenn man den Mittelwert zwischen den Ergebnissen der Ausführung ohne und mit Bohrung bildet, der resultierende Wert in etwa jenem des experimentellen Mittelwertes entspricht. Wie zu erwarten, ist bei dem Modell mit Bohrung die Eigenfrequenz aufgrund der kleineren Steifigkeit zu niedrig. Umgekehrt ist beim Modell mit Bohrung die Eigenfrequenz zu hoch, da die Steifigkeit einen zu großen Wert annimmt.

Die vierte Eigenform ist für den vorliegenden Fall besonders interessant, da erwartet wird, dass diese im Betrieb angeregt wird.

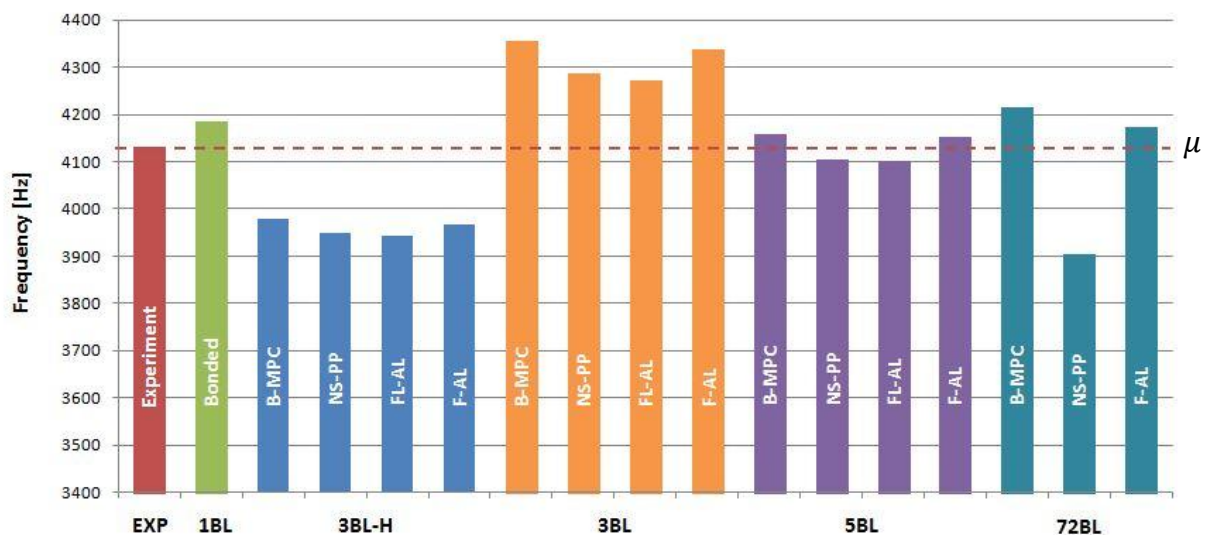


Abbildung 47: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 4.Eigenform

Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass das 72-Schaufel-Modell, aufgrund der geringsten Vereinfachungen, die besten Ergebnisse liefert. Wobei die *bonded* und *frictional* Ausführungen dem *no separation* Ansatz zu bevorzugen sind. Nimmt man nun die Dauer, die für die Simulation benötigt wird, als weiteres Auswahlkriterium hinzu, so ist in Tabelle 20 ersichtlich, dass das *bonded* Modell aufgrund seiner guten Ergebnisse und vergleichsweise kurzen Berechnungsdauer für geringe Rechenkapazitäten als am geeignetsten betrachtet werden kann. Sind genügend hohe Rechenkapazitäten vorhanden und ist die Dauer für die Simulation von geringer Bedeutung ist durchaus zu überlegen ein reibungsbehaftetes Modell heranzuziehen.

Tabelle 20: Simulationsdauer 72-Schaufel-Modell

	72BL		
	B-MPC	NS-PP	F-AL
Dauer [s]	183403	346198	483590

Die Ein-, Drei-, Fünf- und 72-Schaufelmodelle wurden zwar jeweils auf verschiedenen Rechnern simuliert, was einen direkten Vergleich der Berechnungsdauer nicht ermöglicht, die einzelnen Ausführungen der betrachteten Modelle wurden jedoch immer am selben Rechner durchgeführt. Somit ist ein Vergleich der Simulationsdauer wie in Tabelle 20 durchaus zulässig und sinnvoll.

Der Vergleich der Modelle untereinander in Bezug auf die Berechnungsdauer kann am einfachsten durch eine Gegenüberstellung der Elementanzahl durchgeführt werden. Es kann zwar aus der Anzahl der Vernetzungselemente nicht direkt auf die Rechenzeit geschlossen werden, für eine Abschätzung dieser ist diese Vorgehensweise jedoch durchaus zulässig.

Nimmt man nun die Größe der Modelle und somit die benötigte Zeit zur Modellaufbereitung sowie die Simulationsdauer mit in Betracht kann mit Hilfe von Tabelle 18 (Seite 59) eine weitere Empfehlung zur Auswahl des richtigen Modells getroffen werden.

Aufgrund der guten erzielten Ergebnisse und der vergleichsweise moderaten Elementanzahl wird das 5-Schaufel-Modell für weitere Analysen bezüglich des Rotors empfohlen. Wegen seiner kürzeren Berechnungsdauer und im Vergleich zu den anderen Kontaktmodellierungsmethoden guten Genauigkeit wird außerdem die *bonded* Kontaktart vorgeschlagen.

Für eine erste grobe Abschätzung bei sehr geringem Rechenaufwand (wenige Sekunden bis Minuten, je nach Rechenkapazitäten) ist außerdem das Ein-Schaufel-Modell eine hilfreiche Unterstützung. Auch die beiden Drei-Schaufelmodelle haben gute Ergebnisse erzielt und sind durchaus für detaillierte Betrachtungen geeignet, wobei die Ausführung mit Bohrung in Hinsicht auf Genauigkeit bevorzugt werden sollte (kaum Unterschiede in der Modellgröße).

Zur richtigen Positionierung der Dehnungsmessstreifen war die erste Abschätzung der Eigenformen mit dem Ein-Schaufel-Modell der grundlegende Schritt. Hierzu gibt es auch verschiedene analytische Ansätze die beispielsweise von Szwedowicz et al. [14] gezeigt werden. In Abbildung 48 sind die relevanten Eigenformen dargestellt. Links daneben ist die gewählte Positionierung der DMS an der realen Schaufel abgebildet. Bei der Auswahl von deren Position ist es wichtig, die auftretenden Eigenformen des untersuchten Objekts zu



kennen. Werden sie an einer Knotenlinie angebracht, können sie keine Verformung messen. Somit würde man aus den Messungen keine Deformation der Schaufel erkennen, obwohl diese an einer anderen Stelle sehr wohl stattfindet. Ziel ist es, in einer Messposition so viele Moden wie möglich messen zu können, um möglichst wenige DMS anbringen zu müssen. Dementsprechend wurde das DMS-Setup wie in Abbildung 48 gezeigt ausgeführt.

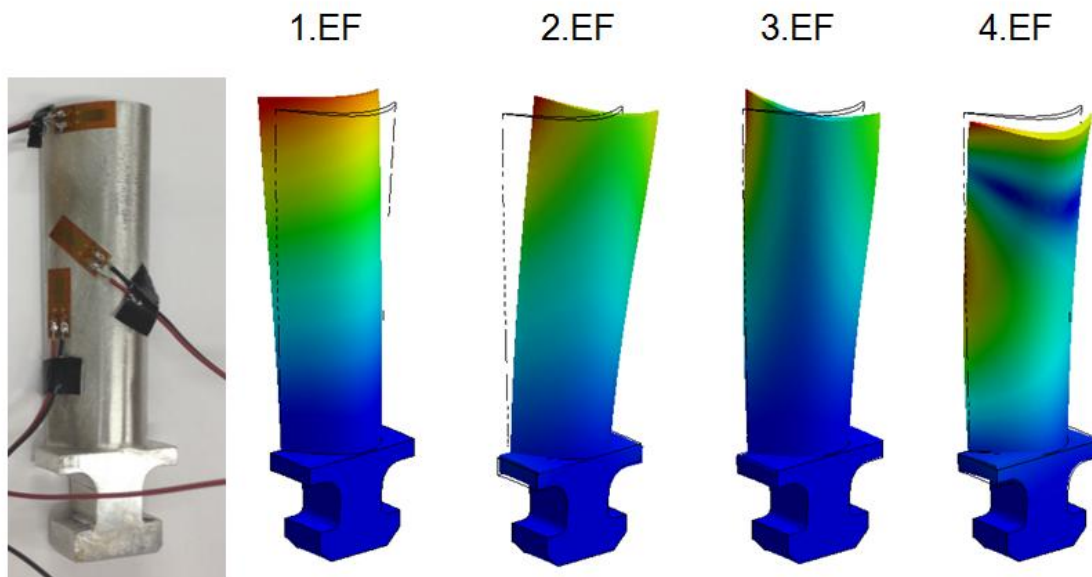


Abbildung 48: Anbringung der Dehnmessstreifen<sup>1</sup>

Das Anbringen mehrerer DMS ist einerseits nötig um alle Eigenfrequenzen messen zu können und dient andererseits dazu um unabhängige Messpositionen zu erhalten, sollte ein DMS keine verwertbaren Ergebnisse liefern (z.B.: falls ein DMS defekt ist).

Um nachzuweisen, dass die numerisch gefundenen Eigenformen den real auftretenden entsprechen, ist eine Verifizierung der Simulationsergebnisse durch experimentelle Messung notwendig. Traussnig [1] konnte im Laufe seiner Diplomarbeit nachweisen, dass die Eigenfrequenzen mit dem vorliegenden DMS-Setup messbar waren, womit gezeigt wurde, dass die numerischen Ergebnisse als Grundlage für diese Messung plausibel sind.

---

<sup>1</sup> Bemerkung: Der Gradient der Verschiebung ist ein Maß für die Dehnung, daher sind optimale Positionen der DMS an Stellen mit großem Gradienten, d.h. mit "rascher" Farbänderung (z.B.: von blau auf grün).

## 4 Fluid-Struktur-Interaktion

Dieses Kapitel beschreibt die Vorgehensweise bei der Ein-Wege-FSI-Analyse mittels ANSYS. Wie bereits beschrieben wird dazu eine strömungsmechanische Simulation auf ein strukturmechanisches Modell aufgebracht. Dazu wird der durch die Strömung entstehende Druck auf die Schaufelgeometrie appliziert. Dieser Druck sorgt für eine Verformung der Schaufel, deren Größe es festzustellen gilt um damit die Telemetrie zur experimentellen Messung der Verformungen optimal einstellen zu können. Hierfür ist jedoch nicht die Gesamtverformung der Schaufel ausschlaggebend, sondern nur die relative Dehnung der Schaufeloberfläche, da sich der DMS mit der Schaufel bewegt und somit nur diese Veränderung misst.

Hoffmann [15] beschreibt, dass Dehnungsmessstreifen durch die übertragene Dehnung eine messbare Veränderung ihres elektrischen Widerstands erfahren. Die Wirkungsweise der DMS beruht somit auf dem Dehnungs-Widerstands-Effekt, erkannt von Wheatstone und Thomson. Wird also ein elektrischer Leiter durch Zug- oder Druckkräfte beansprucht ändert sich dessen Widerstand. Der DMS bildet einen Teil einer Wheatstone'schen Brückenschaltung, bestehend aus vier Widerständen und einer Spannungsquelle. Drei der Widerstände haben eine fixe Größe, der vierte wird durch den Dehnungsmessstreifen dargestellt. Kommt es nun zur Verformung, ändert sich der Widerstand des DMS und die Brückenschaltung kommt aus ihrer Symmetrie und liefert eine dieser Verstimmung proportionale Brückenausgangsspannung.

Die aus der FSI-Analyse resultierende Oberflächendehnung dient nun zur optimalen Auslegung dieser Brückenschaltung bzw. der darin enthaltenen Widerstände.

Zur Erläuterung der FSI-Untersuchung wird zuerst kurz auf die numerische Simulation der Strömung eingegangen. Anschließend soll die Durchführung der FSI-Analyse an sich beschrieben werden und zum Schluss wird ein Vergleich der beiden untersuchten Schaufelgeometrien angestellt.

## 4.1 Numerische Simulation der Strömung

Die numerische Strömungssimulation wird benötigt, um für die FSI-Analyse den resultierenden Druck als Randbedingung aufzubringen und somit die Schaufelverformungen zu ermitteln.

Die Analyse der Strömungssituation wird mit ANSYS CFX, einem Teil des ANSYS Programmpakets zur Simulation von Strömungen, durchgeführt.

### 4.1.1 Modellbeschreibung

Für die FSI-Untersuchung werden zwei verschiedene Rotorbeschaufelungen analysiert, der HSL- sowie der VITAL-Rotor, für die somit auch je ein strömungsmechanisches Modell erstellt werden muss. Die beiden Rotoren unterscheiden sich lediglich in der Form der Schaufelgeometrie, die restlichen Eigenschaften, wie Schaufelzahl oder Schaufel- bzw. Scheibenwerkstoff, sind identisch. Die Niederdruckturbinenstufe besteht bei den Modellen zusätzlich aus einem Stator der für beide gleich ausgeführt ist und zur Anströmung des Rotors dient. Um in weiterer Folge die richtige Anregung der Rotorbeschaufelung, etwa durch Statornachläufe, abbilden zu können, wird dieser mitmodelliert.

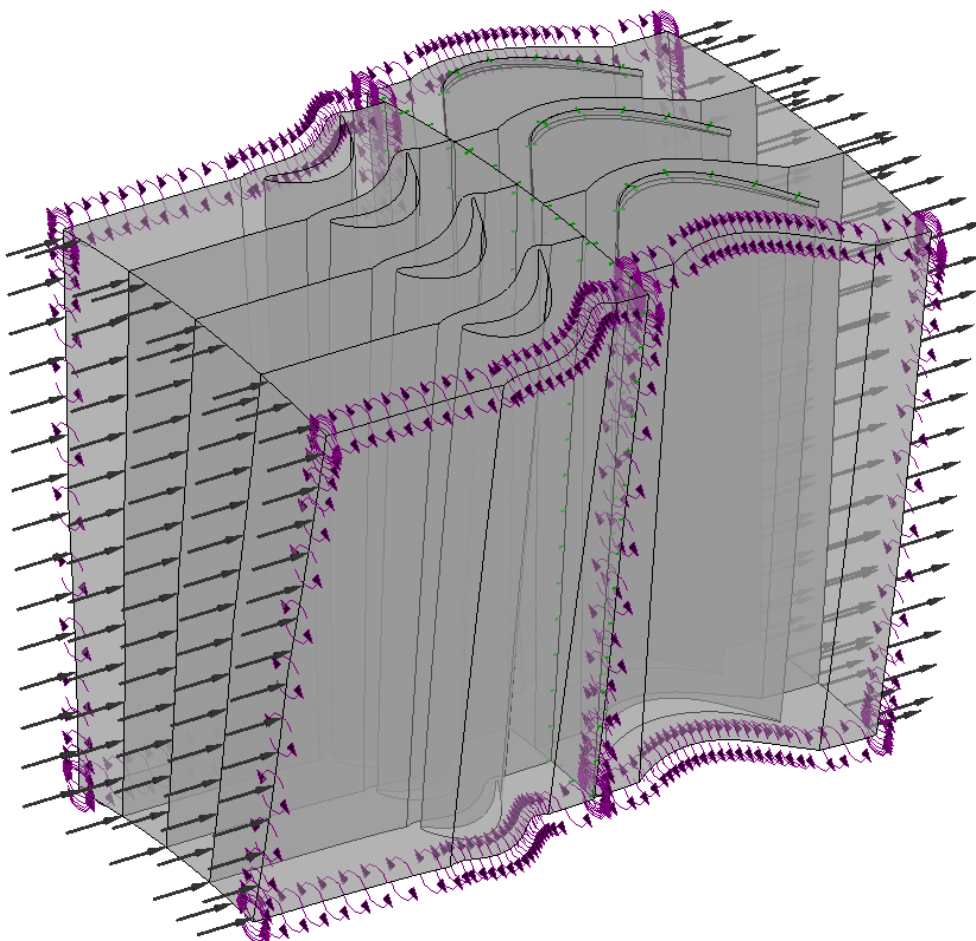


Abbildung 49: Strömungsmechanisches Modell (HSL-Rotor)

Wie in Abbildung 49 ersichtlich, wurde auch für das CFD-Modell ähnlich zum Drei-Schaufel-Modell bei der Modalanalyse - lediglich ein Teil der Turbinenstufe in Form eines Kreissektors untersucht. Da der Stator aus 96 Schaufeln und der Rotor aus 72 Schaufeln besteht, sind für das Modell unterschiedlich viele Stator- und Rotorschaukeln benötigt worden. Es sind somit, zur Erlangung von gleich großen Kreissektoren und damit zur Erfüllung der Periodizität, für den Stator vier (Abbildung 49 links) und für den Rotor drei Schaufeln (Abbildung 49 rechts) nötig.

Die Vernetzung des Modells wurde mittels ANSYS Turbogrid mit der ATM Optimized Methode durchgeführt. Dabei handelt es sich laut ANSYS [16] um eine Methode zur automatischen Netzgenerierung, die mit einigen Einstellmöglichkeiten (z.B.: zur Verfeinerung der Vernetzung) ein einfaches Erstellen eines Gitters erlaubt. Für die Vernetzung wurden die wandnahen Bereiche der Rotor- und Statorschaufeln besonders Berücksichtigt um hier ein fein aufgelöstes Netz zu generieren. Dies ist wichtig aufgrund der gesonderten Betrachtung der Grenzschichtströmung. Für den Statorausschnitt wurde ein Gitter mit rund 2,2 Millionen Elementen generiert. Für den HSL-Rotor wurde ein Netz mit 1,77 Millionen und für den VITAL-Rotor eines mit 1,68 Millionen Elementen erstellt. Die unterschiedliche Elementanzahl begründet sich in der unterschiedlichen Schaufelgeometrie.

Dieses Strömungsmodell wird für eine Ein-Weg-FSI-Analyse verwendet, die keine Rückkopplung der Schaufelverformung auf eine Änderung der Strömung berücksichtigt. Des Weiteren wird vereinfachend angenommen, dass eine stationäre Betrachtung der Strömung für eine erste Abschätzung zulässig und hinreichend genau ist.

Für den HSL-Rotor wird im betrachteten Modell außerdem eine Rotationsgeschwindigkeit von 4140 Umdrehungen pro Minute (für den VITAL-Rotor 4600 Umdrehungen pro Minute) entsprechend der Betriebsdrehzahl am realen Versuchsobjekt.

Folgende weitere wichtige Einstellungen wurden für das Strömungsmodell vorgenommen, auf die anschließend nach Definition von ANSYS [17] genauer eingegangen wird:

- a) Medium: Luft (ideales Gas)
- b) Wärmeübertragung: Total Energy (Totalenergie)
- c) Turbulenzmodell: k- $\omega$ -SST-Modell (Shear Stress Transport)
- d) Mischungsmodell: Frozen Rotor

zu b) Ein Wärmeübertragungsmodell wird zur Bestimmung der Temperatur im Verlauf der Strömung beschreiben zu können. Dabei kann die Wärmeübertragung in Form von Wärmeleitung, Konvektion, turbulenter Vermischung und viskoser Reibung auftreten.

Das Totalenergiemodell beschreibt dazu den Enthalpietransport und schließt durch kinetische Energie auftretende Effekte mit ein. Dieses Modell kommt somit zur Anwendung, wenn die kinetische Energie nicht vernachlässigt werden kann (Machzahl über 0,3).

zu c) Das  $k$ - $\omega$ -SST-Modell basiert grundsätzlich auf dem  $k$ - $\omega$ -Modell von Wilcox. Das  $k$ - $\omega$ -Modell bietet Vorteile in der Behandlung wandnaher Strömungen mit niedrigen Reynoldszahlen, wohingegen das  $k$ - $\epsilon$ -Modell in Gebieten fern der Wand gute Ergebnisse liefert. Es gilt für beide Modelle, dass  $k$  die turbulente kinetische Energie,  $\omega$  die turbulente Frequenz und  $\epsilon$  die isotrope Dissipationsrate darstellen, für die in den jeweiligen Modellen die Transportgleichungen gelöst werden.

Das SST-Modell verbindet diese beiden Modelle miteinander und vereint deren jeweiligen Vorteile. Dieses Modell berücksichtigt den Transport von turbulenten Schubspannungen und liefert genaue Aussagen über die Strömungstrennung unter ungünstigen Druckgradienten.

zu d) Das Mischungsmodell *Frozen Rotor* dient zur Betrachtung der Schnittstelle zwischen Stator und Rotor. Dabei ändert sich die Position des Referenzrahmens (im vorliegenden Fall der Rotor, siehe Abbildung 49 rechts) aber die relative Orientierung der Komponenten Entlang der Schnittstelle bleibt gleich. Somit sind Stator und Rotor derart miteinander verbunden, dass ihre relative Position zueinander während der gesamten Berechnung gleich bleibt. Da nun aber durch die vorgegebene Rotation die Position des Rotor eigentlich verändert würde, müssen die benötigten Gleichungen entsprechend transformiert werden.

Dieses Modell liefert eine stationäre Lösung eines instationären Problems (zwei relativ zueinander bewegende Referenzrahmen) die die Wechselwirkung zwischen Stator und Rotor berücksichtigt. Die instationären Effekte können mit dem *Frozen Rotor* Modell dementsprechend nicht berücksichtigt werden. Da das untersuchte Turbinenstufe jedoch ohnehin nur stationär betrachtet werden soll, ist die Anwendung von dem beschriebenen Modell zulässig.

### 4.1.2 Randbedingungen

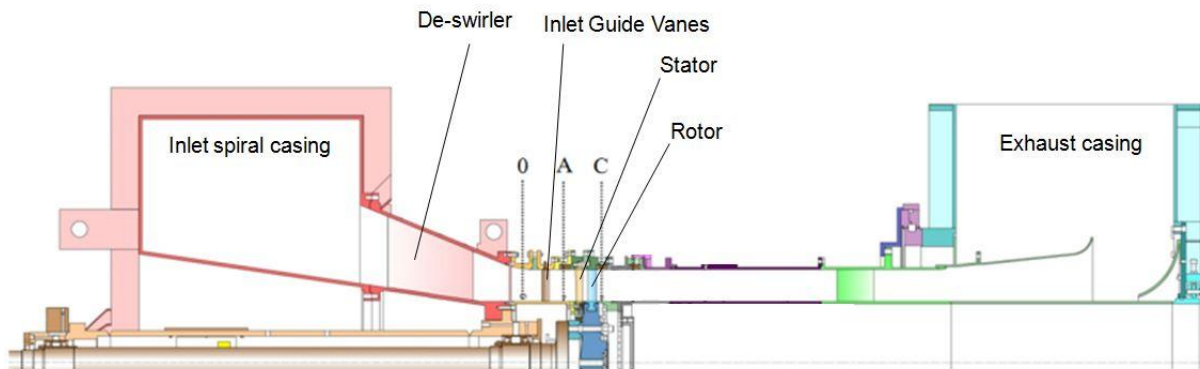


Abbildung 50: Versuchsaufbau

Abbildung 50 zeigt den am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik vorhandenen Versuchsaufbau, an dem unter anderem die Messungen für die Strömungssimulation in früheren Versuchen durchgeführt wurden. Der Prüfstand, welcher bereits durch Moser et. al [18] detailliert beschrieben wurde, wird über einen Kompressor (3 Megawatt elektrische Leistung) mit der benötigten Strömung versorgt und die Luft wird über die sogenannten *Inlet Guide Vanes* an den Stator geleitet. Diese sorgen für eine korrekte Anströmung des Stators. In den Ebenen A (stromaufwärts) und C (stromabwärts) wurden Messungen durchgeführt, die als Randbedingungen für das Strömungsmodell dienen.

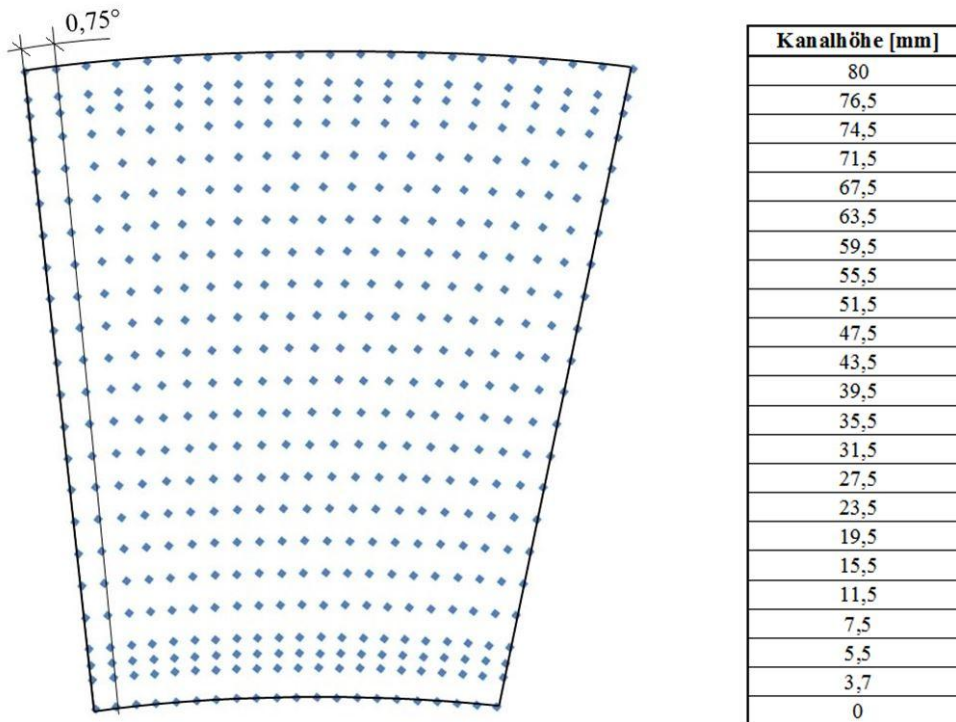


Abbildung 51: Messpunkte Ebene C

Die Messung des Drucks, der Geschwindigkeit und der Temperatur erfolgt an den in Abbildung 51 dargestellten Punkten mittels einer 5-Loch-Sonde. Es wird der radiale Abstand (siehe Tabelle) sowie der Abstand der Messpunkte in Umfangsrichtung von je  $0,75^\circ$  dargestellt. Es ist anzumerken, dass innen (Kanalhöhe: 0 mm) bzw. außen (Kanalhöhe: 80 mm) keine Messwerte vorlagen. Aus diesem Grund wurden für diese Stellen die Werte von dem jeweils nächstgelegenen Messpunkt übernommen.

Anhand der gemessenen Werte wird in ANSYS das gesamte Strömungsfeld ermittelt, in dem die Bereiche zwischen den Messpunkten interpoliert werden.

In Abbildung 52 sind die Randbedingungen am Statoreintritt des HSL-Rotors (Blickrichtung in Strömungsrichtung) abgebildet. Es wird der Totaldruckverlauf (links) und der Temperaturverlauf (rechts) über die gesamte Eintrittsfläche des Stators verteilt dargestellt.

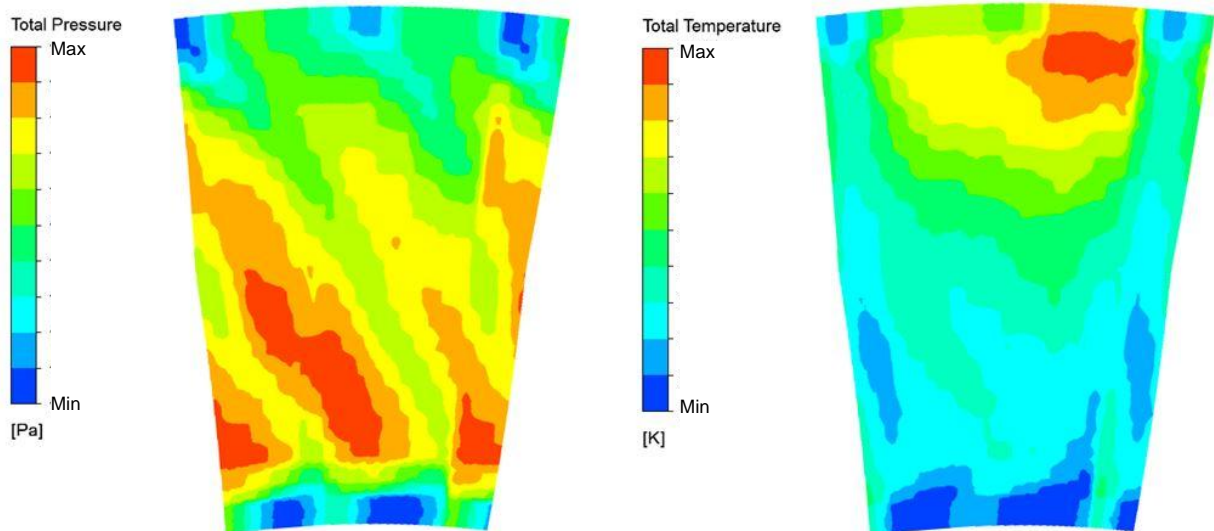


Abbildung 52: Totaldruck (links) und Totaltemperatur (rechts) am Statoreintritt (HSL)

Eine Weitere benötigte Bedingung am Statoreintritt ist die Strömungsrichtung, um die korrekten Anströmbedingungen darstellen zu können. Dargestellt ist die Richtung der Strömung anhand der Geschwindigkeitsvektoren in Abbildung 53. Die einzelnen Vektoren wurden aus den gemessenen Geschwindigkeiten berechnet, indem die axiale, radiale und umfangsorientierte Komponente durch Gesamtgeschwindigkeit dividiert wurden.

Die Statoreintrittsfläche ist in Abbildung 53 blau markiert, der rechte Rahmen zeigt den Stator und der linke Rahmen den Rotor.



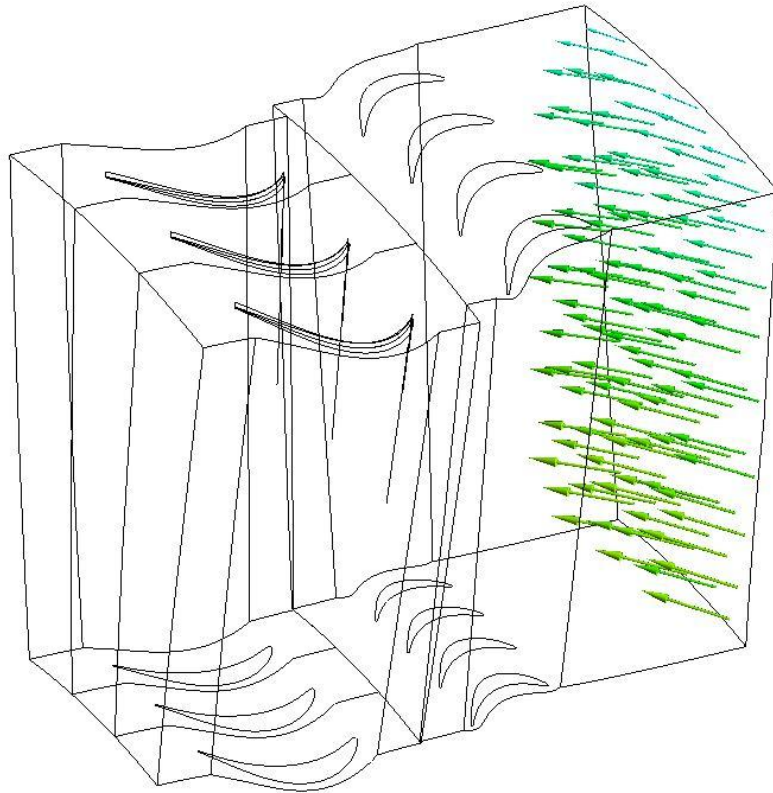


Abbildung 53: Strömungsrichtung am Statoreintritt (HSL)

Abbildung 54 zeigt den statischen Druckverlauf an der Rotorausstrittebene (Blickrichtung entgegen der Strömungsrichtung) des HSL-Rotors, welcher als letzte benötigte Randbedingung aufgebracht wurde.

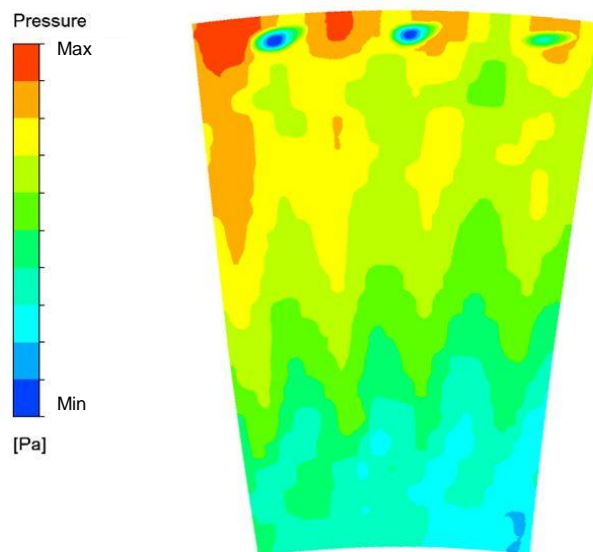


Abbildung 54: Statischer Druck am Rotoraustritt (HSL)



Mit diesen vier vorgegebenen Größen ist das Modell vollständig definiert und kann anschließend gelöst werden.

### 4.1.3 Resultierender statischer Druckverlauf

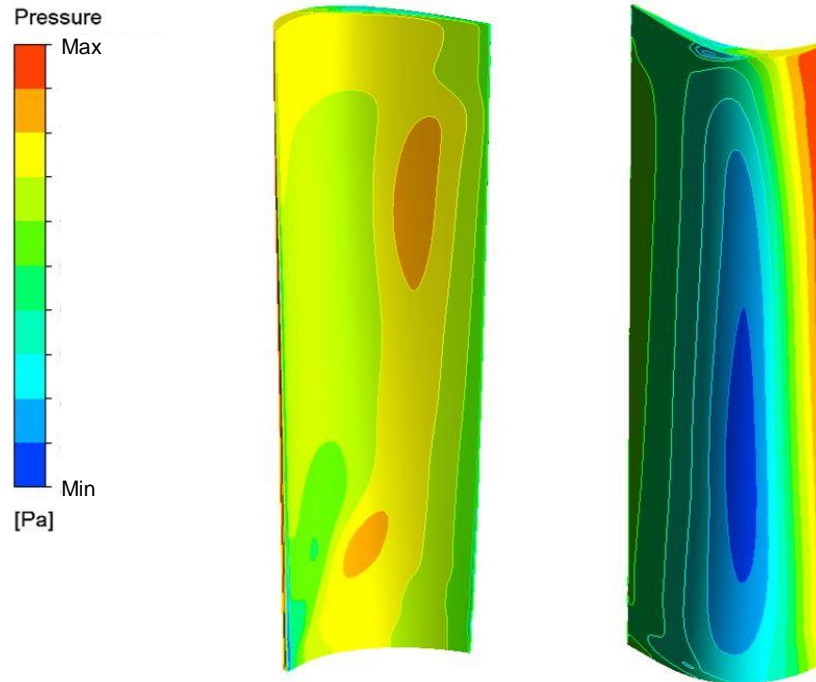


Abbildung 55: Druckverlauf an der Schaufeloberfläche (HSL); Druckseite (links) und Saugseite (rechts)

Abbildung 55 zeigt den aus der numerischen Simulation resultierenden statischen Druckverlauf an der mittleren Rotorschaukel des HSL-Rotors. Es ist ersichtlich, dass der statische Druck an der Stelle der Saugseite, wo die Schaufelkrümmung am größten ist, erwartungsgemäß am niedrigsten ist, da hier die größte Geschwindigkeit vorliegen muss. Des Weiteren ist an der Rotorvorderkante der Druck am höchsten aufgrund des Aufstaueffekts.

Im Zuge der Strömungssimulation wurden für den VITAL-Rotor zwei verschiedene Fälle betrachtet. Einerseits wurden die einzelnen Messwerte der Randbedingungen Punkt für Punkt aufgebracht und andererseits wurden die einzelnen Messdaten für jede Kanalhöhe über den Umfang gemittelt. In der FSI-Analyse soll im Vergleich dieser beiden Varianten gezeigt werden ob eine Mittelung von Messwerten zulässig bzw. sinnvoll ist.

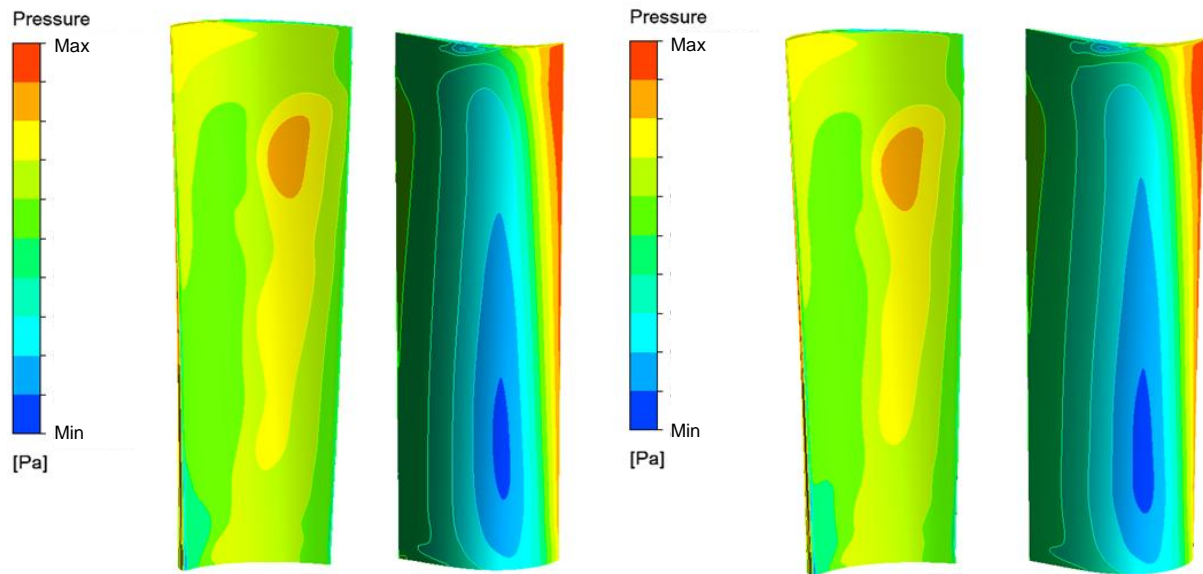


Abbildung 56: Druckverlauf an der Schaufeloberfläche (VITAL)

In Abbildung 56 ist der Druckverlauf für die VITAL-Rotorschaukel mit dem aufbrachten Messfeld (links) und den gemittelten Werten (rechts) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beide Modelle kaum Unterschiede in Größe und Verteilung des statischen Drucks entlang der Rotorschaukel aufweisen.

Die HSL (High Stage Loading)-Beschaufelung unterscheidet sich von der VITAL-Beschaufelung in der Geometrie, durch die eine stärkere Umlenkung der Strömung und somit ein höherer Druckgradient (entspricht einer größeren Arbeitsumsetzung) erzielt werden soll. Aus diesem unterschiedlichen Druckverlauf resultiert auch die abweichende Drehzahl die beim HSL-Rotor auftritt. Der höhere Druckabbau mit dieser Geometrie wurde angestrebt um herauszufinden ob dadurch eine Reduzierung der Turbine um eine Stufe erreicht werden kann, wodurch beim Triebwerk Gewicht eingespart werden könnte.

Aus diesen Gründen ergibt sich beim VITAL-Rotor im Vergleich zum HSL-Rotor ein unterschiedlicher Druckverlauf.

## 4.2 FSI-Modell

Für die Ein-Weg-FSI-Analyse werden drei verschiedene Modelle untersucht und miteinander verglichen. Der HSL-Rotor mit dem resultierendem Druck aus dem aufgebrachtten Messfeld und der VITAL-Rotor mit dem Druck einerseits aus dem Messfeld und andererseits aus über den Umfang gemittelten Messwerten. Bei letzterem Modell variieren die Werte der Randbedingungen (Temperatur, Druck, Geschwindigkeit) dementsprechend nur über die Kanalhöhe, jene Werte mit gleichem radialen Abstand aber unterschiedlicher Umfangskomponente wurden gemittelt. Abbildung 57 zeigt die unterschiedliche Geometrie der Beschauflung beim HSL- und VITAL-Rotor.



*Abbildung 57: Beschauflung HSL-Rotor (links) und VITAL-Rotor (rechts)*

Für die durchgeführte FSI-Analyse wurde das Ein-Schaufel-Modell, ähnlich der numerischem Modalanalyse, im Bereich der Strukturmechanik herangezogen. In Kapitel 3 wurde gezeigt, dass dieses Modell für eine erste Abschätzung hinreichend genaue Ergebnisse liefert und sich aufgrund der geringen benötigten Rechenkapazitäten gut eignet.

Die Randbedingungen für das strukturmechanische Modell bezüglich der Lagerung sind identisch zum Ein-Schaufel-Modell bei der Modalanalyse (siehe Seite 33). Als zusätzliche Randbedingung wird für die FSI-Analyse der statische Druck, resultierend aus der CFD-Analyse, an der Schaufeloberfläche aufgebracht.

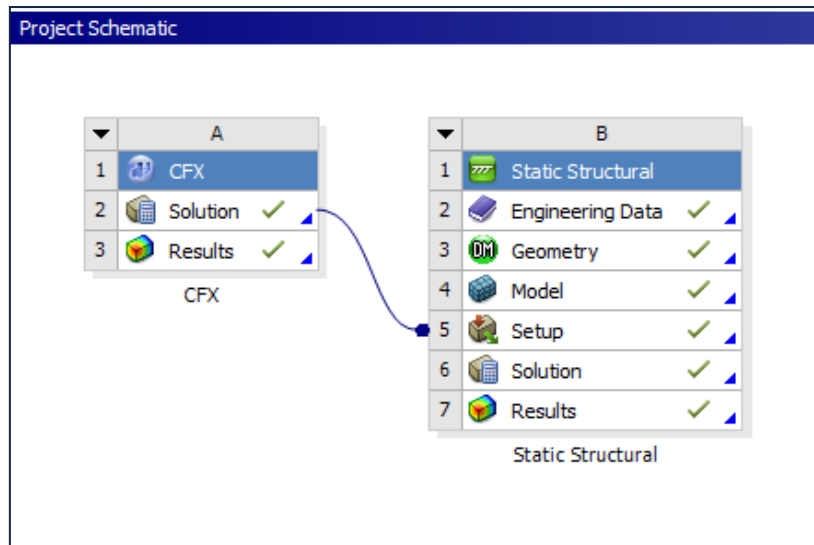


Abbildung 58: Projektschema in ANSYS

Eine schemenhafte Darstellung der Zusammenführung von strömungsmechanischer und strukturmechanischer Ausführung ist in Abbildung 58 ersichtlic. Dabei ist links die ins Programm geladene Lösung der Strömungssimulation abgebildet. Rechts sieht man das strukturmechanische Modell, das die benötigten Daten aus der CFD-Analyse bezieht, dargestellt durch die Verbindung beider.

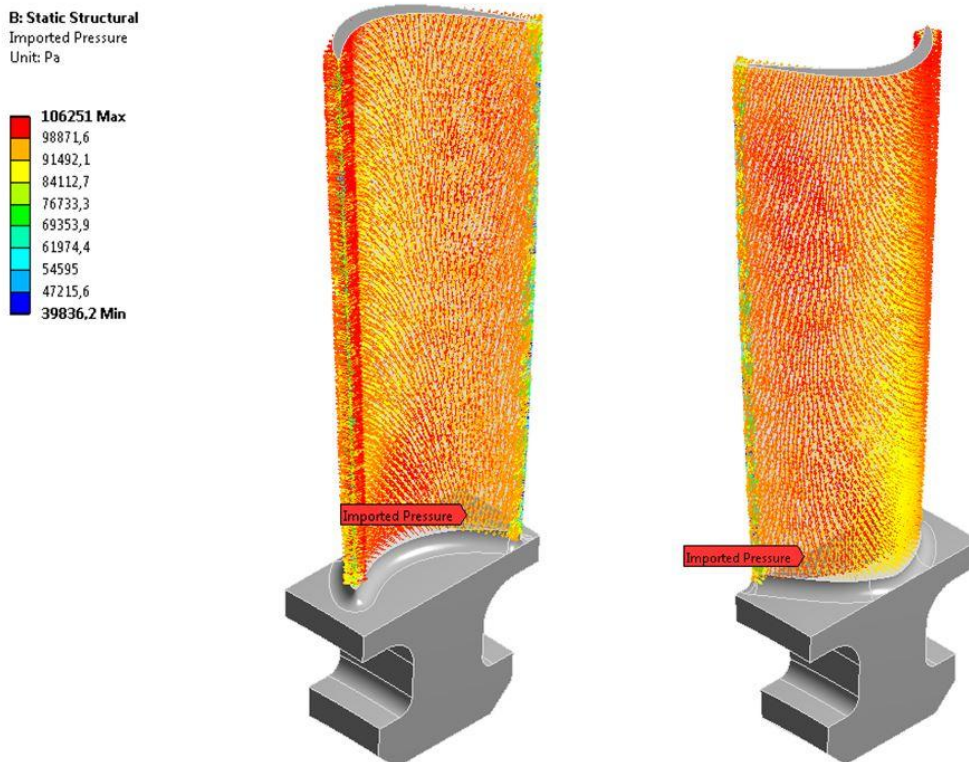


Abbildung 59: Importierter statischer Druck (HSL)

Abbildung 59 zeigt den nach der Koppelung mit dem CFD-Modell importierten statischen Druck aufgebracht auf die Rotorscheufel des HSL-Rotors. Dabei sind die ähnliche Druckverteilungen wie schon bei der strömungsmechanischen Analyse zu sehen. Besonders wichtig für das Importieren des Drucks als äußere Last ist das Mapping der CFD-Ergebnisse auf das Strukturmodell. Dafür ist es wichtig, dass die Geometrie der Rotorscheufel bei beiden Ausführungen übereinstimmt und keine Oberflächenfehler aufweist. Wird keine hundertprozentige Übereinstimmung der Punkte aus dem mechanischen Modell mit denen des Strömungsmodells erreicht, wird der importierte Druck nicht korrekt aufgebracht. Daraus würden andere Kräfte aus der Überlagerung resultieren und somit würde die tatsächliche Strömungssituation nicht korrekt abgebildet. Es würde sich somit eine Schaufelverformung aus der FSI-Analyse ergeben, die nicht der untersuchten Strömung entspricht.

Als letzter Punkt ist noch die Vernetzung der untersuchten Ausführungen zu erwähnen. Das Netz der VITAL-Schaukel entspricht jenem des Ein-Schaukel-Modells der numerischen Modalanalyse. Für den HSL-Rotor wurden aufgrund großer Ähnlichkeit der Modelle die gleichen Einstellungen vorgenommen, was dementsprechend zu einem ähnlich generierten Netz führt.

### 4.3 Ergebnisse der FSI-Analyse

In der FSI-Analyse soll die elastische Dehnung der Schaufeloberfläche an jenen drei Punkten untersucht werden, die infolge der Modalanalyse für die Positionierung der DMS bestimmt wurden. Diese Untersuchung dient der optimalen Auslegung der Widerstände in der Brückenschaltung der DMS.

In Abbildung 60 ist die Position der DMS dargestellt, in denen im Laufe der FSI-Analyse die elastischen Dehnungen an der Schaufeloberfläche berechnet wurden. Die DMS sind zwar für diese stationäre Betrachtung der Strömungssituation nicht ideal positioniert, da sich jedoch im Realfall (instationär) die Belastung der Schaufeln mit Bewegung des Rotors ändert, wird sich auch die Dehnung an der Schaufeloberfläche für jede Position der Schaufeln ändern. Es muss gewährleistet werden, dass mit den gewählten Positionen die Dehnungen für jeden Belastungsfall gemessen werden können. Aus diesem Grund wurde die Position der DMS im vorigen Kapitel mit Hilfe der Eigenformen gewählt (gezeigt in Abbildung 60). Auch wenn für den vorliegenden Fall die Position der DMS nicht den Idealfall darstellt, muss zur Ermöglichung einer umfassenden Messung ein Kompromiss gefunden werden, der für alle Belastungsfälle plausibel ist.

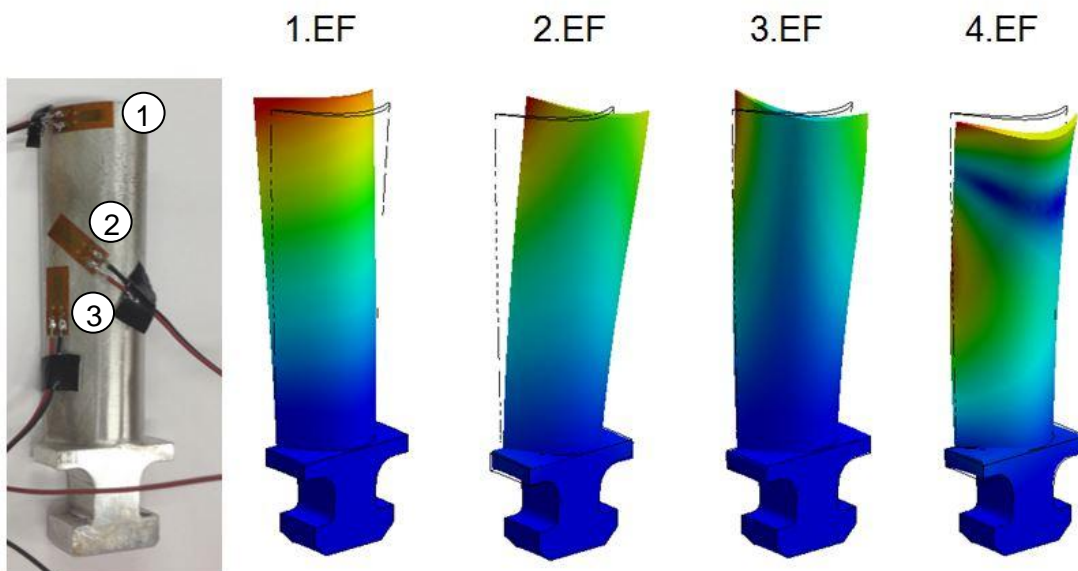


Abbildung 60: DMS-Positionierung<sup>2</sup>

Zum Vergleich der drei untersuchten Modelle (HSL Messfeld, VITAL Messfeld und VITAL gemittelt) sind in Tabelle 21 die Werte für die elastische Dehnung in den betrachteten

<sup>2</sup> Bemerkung: Der Gradient der Verschiebung ist ein Maß für die Dehnung, daher sind optimale Positionen der DMS an Stellen mit großem Gradienten, d.h. mit "rascher" Farbänderung (z.B.: von blau auf grün).

Punkten aufgelistet, dabei entsprechen die DMS-Positionen der Nummerierung aus Abbildung 60.

*Tabelle 21: Ermittelte elastische Dehnungen*

<b>DMS Position</b>	<b>HSL Messfeld [<math>\mu\text{m/m}</math>]</b>	<b>VITAL Messfeld [<math>\mu\text{m/m}</math>]</b>	<b>VITAL gemittelt [<math>\mu\text{m/m}</math>]</b>
1	11	7	6
2	35	21	23
3	38	32	34

Es ist zu erkennen, dass zwischen den Ergebnissen für das Messfeld (Position 1: 7  $\mu\text{m/m}$ ) und die gemittelten Werte (Position 1: 6  $\mu\text{m/m}$ ) beim VITAL-Rotor kein bedeutender Unterschied existiert. Da die Ein-Weg-FSI-Analyse ohnehin eine stark vereinfachte Methode zur Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Strömung und Schaufel repräsentiert, ist die Wahl der gemittelten Werte, aufgrund der geringen Abweichung aber des durchwegs geringeren Aufwandes, durchaus zulässig. Aufgrund der bereits gezeigten höheren Belastung (statischer Druckverlauf) der HSL-Beschaufelung ist auch die auftretende Dehnung in den betrachteten Punkten (Position 1: 11  $\mu\text{m/m}$ ) höher, ebenfalls zu sehen in Tabelle 21.

Für weitere Untersuchung im Zuge einer Zwei-Wege-FSI-Analyse kann aus den durchgeführten Simulationen geschlossen werden, dass aufgrund des geringeren Aufwands beim Aufbringen der Randbedingungen (bei der Erstellung des CFD-Modells) die über den Umfang gemittelten Werte dem gesamten Messfeld vorzuziehen sind.

Außerdem ist zu erwarten, dass für die detaillierte Analyse Ergebnisse in einer ähnlichen Größenordnung gefunden werden. Somit dient diese Ein-Wege-FSI-Analyse für eine erste Abschätzung zur Kalibrierung der Widerstände in der Brückenschaltung der Telemetrie. Außerdem soll sie als Grundlage für eine, auf den gefundenen Erkenntnissen aufbauende, Zwei-Wege-FSI-Simulation die in Zukunft durchgeführt werden kann dienen.

## 5 Zusammenfassung

Aufgabe dieser Masterarbeit war es, geeignete numerische Modelle zur Untersuchung einer Niederdruckturbinenbeschaufelung zu finden. Dabei kamen zwei unterschiedliche Arten von FE-Analysen zur Anwendung.

Der erste Teil war die Erstellung eines geeigneten FE-Modells zur Durchführung einer Modalanalyse. Bevor dieses jedoch in Angriff genommen werden konnte, war eine umfassende Literaturrecherche bezüglich der Möglichkeiten zur Kontaktmodellierung mit dem verwendeten Softwarepaket von ANSYS. Diese Analyse der verschiedenen Methoden soll des Weiteren als Hilfestellung für ähnliche strukturmechanische Untersuchungen mit ANSYS dienen.

Nach einer theoretischen Einführung in die Modalanalyse wird die numerische Vorgehensweise anhand des untersuchten Rotors beschrieben. Dabei konnten von sehr einfachen Modellen bis zu einem umfassenden vollen Rotormodell einige verschiedene Ausführungen analysiert werden. Als Ergebnis der numerischen Modalanalyse, insbesondere nach Vergleich mit den Messergebnissen aus der ebenfalls am Institut durchgeführten experimentellen Modalanalyse, kann über die untersuchten Modelle folgende Aussagen getroffen werden. Das Ein-Schaufel-Modell als einfachste Variante liefert eine gute Möglichkeit zur grafischen Darstellung der Eigenformen. Zu den weiteren Modellen kann gesagt werden, dass je größer das Modell ist, desto größer wird auch der benötigte rechnerische Aufwand um die modalen Eigenschaften zu analysieren. Es muss somit je nach vorhandenen Rechnerkapazitäten und der zur Verfügung stehenden zeitlichen Ressourcen abgewogen werden, wie groß das Modell ausfallen darf.

Es sei angemerkt, dass für ähnliche Untersuchungen an einem Rotor die Verwendung eines Fünf-Schaufel-Modells empfohlen werden kann, da dieses gute Werte bezüglich der Eigenfrequenzen liefert, die Eigenschaften der Scheibe angemessen abbildet und der Rechenaufwand vertretbar groß ist.

Die anhand des Ein-Schaufel-Modells gefundenen Eigenform eignen sich zur optimalen Positionierung von Dehnungsmessstreifen zur Messung der Schaufelverformungen.

Der zweite Teil dieser Masterarbeit widmet sich einer FSI-Analyse zweier unterschiedlicher Rotorbeschaufelungen. Dabei wurden einerseits die gleichen Schaufeln (VITAL-Rotor) wie auch schon bei der Modalanalyse untersucht und andererseits die Schaufeln des HSL-Rotors, wobei sich die beiden nur in der Form der Schaufelgeometrie unterscheiden. Bei der durchgeführten Untersuchung handelt es sich um eine Ein-Weg-FSI-Analyse, wobei das aus der Modalanalyse bekannte Ein-Schaufel-Modell zur Betrachtung herangezogen wurde.

Vor Durchführung der FSI-Analyse wurde auch hier zuerst eine theoretische



## Zusammenfassung

Einführung in das Thema gegeben. Als Grundlage für die Analyse dient eine CFD-Simulation, deren Randbedingungen sich aus Messungen am Institut vorhandenen Versuchsaufbau zusammensetzen. Dabei wurden in früheren Untersuchungen Druck, Temperatur sowie Geschwindigkeit an verschiedenen Punkten sowohl am Statoreintritt sowie am Rotoraustritt gemessen.

Die daraus erstellte CFD-Simulation, genauer gesagt der aus ihr resultierende Druck an der Rotorschaukel, wurde als äußere Last auf das strukturmechanische Modell aufgebracht. Es konnte gezeigt werden, dass bezüglich der Randbedingungen umfangsgemittelte Messwerte kaum unterschiedliche Ergebnisse zum Aufbringen des gesamten Messfeldes lieferten.

Somit kann für eine weiterführende Zwei-Wege-FSI-Analyse das Heranziehen von umfangsgemittelten Werten empfohlen werden, da diese weniger Aufwand in der Modellaufbereitung bedeuten.

Des Weiteren zeigt der Vergleich von HSL- und VITAL-Rotor die Auswirkung von unterschiedlichen Rotorgeometrien sowie abweichenden Randbedingungen auf die Verformung der Beschaukelung.

Die gefundenen Ergebnisse können somit als Grundlage für weiterführende Untersuchungen bezüglich den Verformungen einer Niederdruckturbinenbeschaukelung herangezogen werden. Die Modalanalyse diente zur optimalen Positionierung der DMS an der Turbinenschaufel. Die Ein-Weg-FSI-Analyse dient einerseits als Grundlage für eine Zwei-Wege-FSI-Analyse sowie zur ersten Abschätzung der auftretenden Schaufelverformungen infolge der vorhandenen Strömungssituation. Mit diesen Erkenntnissen sollte es möglich sein im Weiteren die Messeinrichtung zur Ermittlung der Schaufelschwingungen richtig eingestellt können.

## 6 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Normale und tangentielle Behandlung der Kontakte nach ANSYS [4].....	13
Tabelle 2: Vergleich der Kontaktformulierungsmethoden nach ANSYS [4] .....	13
Tabelle 3: Untersuchte Methoden zur Kontaktmodellierung.....	35
Tabelle 4: Wichtige Werkstoffparameter .....	41
Tabelle 5: Reibungskoeffizienten der beiden Materialpaarungen nach Kuchling [12].....	41
Tabelle 6: Elementanzahl der verschiedenen Modelle.....	44
Tabelle 7: Vergleich der Formulierungen beim bonded-Kontakt .....	49
Tabelle 8: Vergleich der Formulierungen beim no separation-Kontakt.....	49
Tabelle 9: Vergleich der Formulierungen beim frictionless-Kontakt.....	50
Tabelle 10: Vergleich der Formulierungen beim frictional-Kontakt .....	51
Tabelle 11: Empfohlene Kontaktformulierungsmethoden.....	51
Tabelle 12: Eigenfrequenzen Ein-Schaufel-Modell .....	52
Tabelle 13: Eigenfrequenzen Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung .....	52
Tabelle 14: Eigenfrequenzen Drei-Schaufel-Modell ohne Bohrung.....	53
Tabelle 15: Eigenfrequenzen Fünf-Schaufel-Modell .....	53
Tabelle 16: Eigenfrequenzen 72-Schaufel-Modell .....	54
Tabelle 17: Einfluss des veränderten E-Moduls auf die Eigenfrequenzen.....	54
Tabelle 18: Abweichung der Modelle von den experimentellen Daten .....	59
Tabelle 19: Statistik der experimentellen Modalanalyse nach Traussnig [1] .....	60
Tabelle 20: Simulationsdauer 72-Schaufel-Modell.....	64
Tabelle 21: Ermittelte elastische Dehnungen.....	79

## 7 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: CAD-Modell Rotor.....	2
Abbildung 2: Arbeitsablauf der aeroelastischen Untersuchung .....	4
Abbildung 3: Nichterfüllen der Kontaktcompatibilität nach ANSYS [2].....	8
Abbildung 4: Darstellung der Eindringtiefe nach ANSYS [2] .....	8
Abbildung 5: Kein Eindringen bei der Normal Lagrange Methode nach ANSYS [3] .....	10
Abbildung 6: Problem des Chattering nach ANSYS [2].....	11
Abbildung 7: Verbindung der Kontaktflächen.....	11
Abbildung 8: Erfassung der Kontakte nach ANSYS [4].....	12
Abbildung 9: Contact- und target-Fläche nach ANSYS [4].....	14
Abbildung 10: Darstellung der Dämpfung laut Möser [8].....	16
Abbildung 11: Nodal Diameter nach ANSYS [9] .....	17
Abbildung 12: Prinzip eines Einmassenschwingers nach Möser [8].....	19
Abbildung 13: Grundaufbau einer experimentellen Modalanalyse nach Newport [10].....	21
Abbildung 14: Wasserfalldiagramm zur Darstellung der Eigenfrequenzverteilung am HSL-Rotor laut Traussnig [1] .....	23
Abbildung 15: Polardiagramm zur Darstellung der Eigenfrequenzverteilung am HSL-Rotor laut Traussnig [1].....	24
Abbildung 16: Ein-Weg-FSI-Analyse in der Workbench Oberfläche nach ANSYS [11] .....	27
Abbildung 17: Auftretende Momente bei groben Unterschieden in der Vernetzung nach ANSYS [11].....	28
Abbildung 18: Importierte Last bei der FSI-Analyse nach ANSYS [11] .....	28
Abbildung 19: Schema der Zwei-Wege-FSI-Analyse adaptiert nach ANSYS [11].....	30
Abbildung 20: Einführen der Schaufeln in die Rotorscheibe laut Traussnig [1] .....	32
Abbildung 21: Schematische Darstellung der Einzelkomponenten .....	32
Abbildung 22: Ein-Schaufel-Modell (links), fixe Einspannung (rechts) .....	34
Abbildung 23: Drei-Schaufel-Modell mit Bohrung (links) und ohne Bohrung (rechts) .....	35
Abbildung 24: Lagerung Drei-Schaufel-Modell .....	36
Abbildung 25: Fünf-Schaufel-Modell.....	37
Abbildung 26: 72-Schaufel-Modell.....	38
Abbildung 27: Kontaktflächen Rotorscheibe .....	39
Abbildung 28: Kontaktflächen Rotorscheibe .....	40
Abbildung 29: Tetraeder-Element (links) und Hexaeder-Element (rechts) nach ANSYS [13].....	42
Abbildung 30: Vernetzung in den Kontaktstellen.....	43
Abbildung 31: Frequenzvergleich 1.Eigenform .....	45
Abbildung 32: Frequenzvergleich 2.Eigenform .....	46
Abbildung 33: Frequenzvergleich 3.Eigenform .....	46

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 34: Frequenzvergleich 4.Eigenform .....	47
Abbildung 35: Frequenzvergleich 5.Eigenform .....	47
Abbildung 36: Frequenzvergleich 6.Eigenform .....	48
Abbildung 37: 1.Eigenform bei 981 Hz mit nodal diameter = 0 .....	55
Abbildung 38: 2.Eigenform bei 1934 Hz mit nodal diameter = 2.....	56
Abbildung 39: 3.Eigenform bei 2699 Hz mit nodal diameter = 2.....	56
Abbildung 40: 4.Eigenform bei 4215 Hz mit nodal diameter = 0.....	57
Abbildung 41: 5.Eigenform bei 4550 Hz mit nodal diameter = 3.....	57
Abbildung 42: 6.Eigenform bei 8692 Hz mit nodal diameter = 1.....	58
Abbildung 43: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 1.Eigenform .....	60
Abbildung 44: Fertigungsbedingter Spalt zwischen Schaufel und Scheibe .....	61
Abbildung 45: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 2.Eigenform .....	62
Abbildung 46: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 3.Eigenform .....	62
Abbildung 47: Vergleich der Simulation mit dem Messergebnis - 4.Eigenform .....	63
Abbildung 48: Anbringung der Dehnungsmessstreifen .....	65
Abbildung 49: Strömungsmechanisches Modell (HSL-Rotor) .....	67
Abbildung 50: Versuchsaufbau.....	70
Abbildung 51: Messpunkte Ebene C.....	70
Abbildung 52: Totaldruck (links) und Totaltemperatur (rechts) am Statoreintritt (HSL).....	71
Abbildung 53: Strömungsrichtung am Statoreintritt (HSL).....	72
Abbildung 54: Statischer Druck am Rotoraustritt (HSL) .....	72
Abbildung 55: Druckverlauf an der Schaufeloberfläche (HSL); Druckseite (links) und Saugseite (rechts) .....	73
Abbildung 56: Druckverlauf an der Schaufeloberfläche (VITAL) .....	74
Abbildung 57: Beschauelung HSL-Rotor (links) und VITAL-Rotor (rechts).....	75
Abbildung 58: Projektschema in ANSYS .....	76
Abbildung 59: Importierter statischer Druck (HSL) .....	76
Abbildung 60: DMS-Position.....	78

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] Traussnig L., "Charakterisierung der modalen Eigenschaften einer Niederdruckturbinenbeschaufelung", Diplomarbeit, Technische Universität München, 2014
- [2] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical User Guide", 2012
- [3] Gross, D., Hauger, W., Schröder, J. und Wall, W., "Technische Mechanik 1", 9. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006
- [4] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities - Lecture 3: Introduction to Contact", 2010
- [5] Imaoka, S., "Contact Analysis Tips", 2009
- [6] Døssing, O., "Structural Testing", Brüel & Kjær, 1988
- [7] Ewins, D. J., "Modal Testing: Theory and Practice", Taunton: Research Studies Press LTD., 1995
- [8] Möser, M., "Messtechnik der Akustik", Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010
- [9] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Advanced Analysis Techniques Guide", 2011
- [10] Newport Corp., "Modale Schwingungsanalysen", <http://www.newport.com/Modale-Schwingungsanalysen/168541/1031/content.aspx>, abgerufen am 08.12.2014
- [11] ANSYS Inc., "Solving FSI Applications Using ANSYS Mechanical and ANSYS CFX", 2011
- [12] Kuchling, H., "Taschenbuch der Physik", Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1998
- [13] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Element Reference", 2012
- [14] Szwedowicz, J., Senn, S. M., Abhari, R. S., "Optimum Strain Gage Application to Bladed Assemblies", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, pp. 606-613, Oktober 2002
- [15] Hoffmann, K., "Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen", [www.hbm.com](http://www.hbm.com), abgerufen am 17.12.2014
- [16] ANSYS Inc., "ANSYS TurboGrid User's Guide", 2012

## Literaturverzeichnis

- [17] ANSYS Inc., "ANSYS CFX-Solver Modeling Guide", 2012
- [18] Moser, M., Kahl, G., Kulhanek, G., and Heitmeir, F., "Construction of a subsonic test turbine facility for experimental investigations of sound generation and propagation for low pressure turbines", ISABE conference Beijing, Paper ID: ISABE-2007-1366, 2007

# Anhang A: Veröffentlichungen



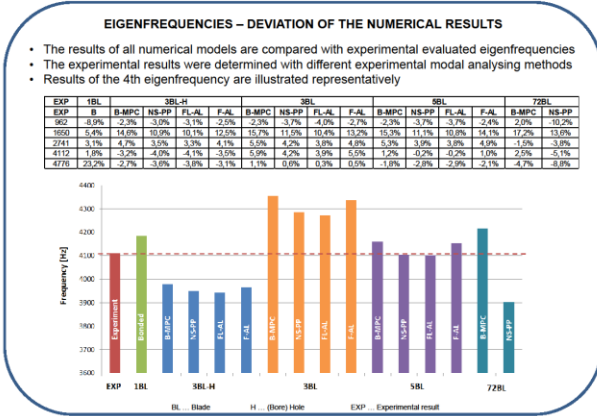
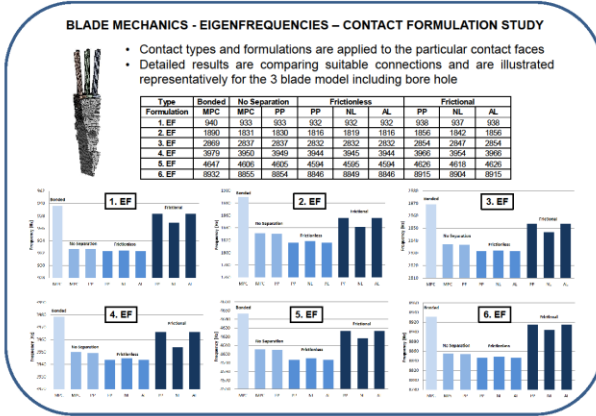
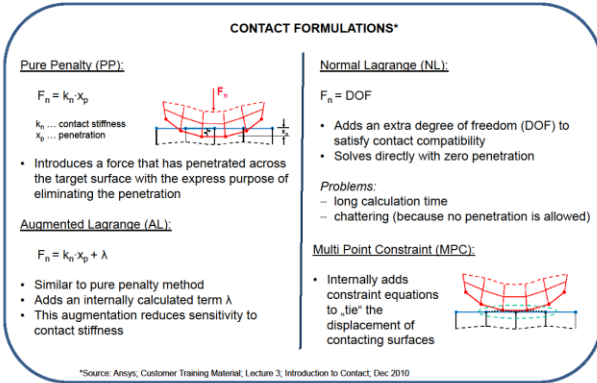
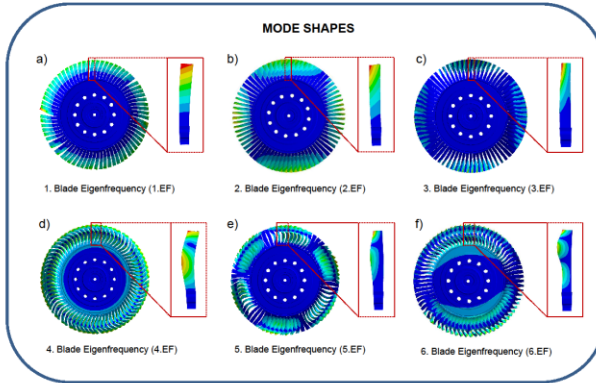
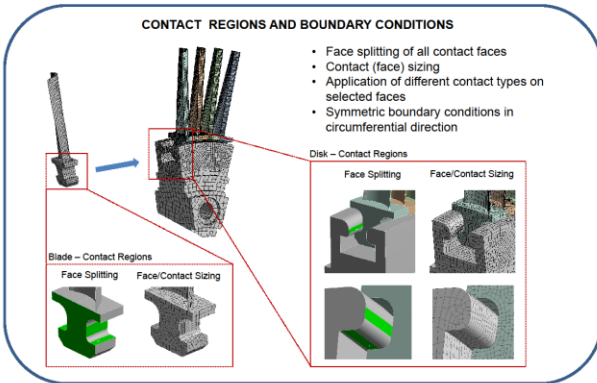
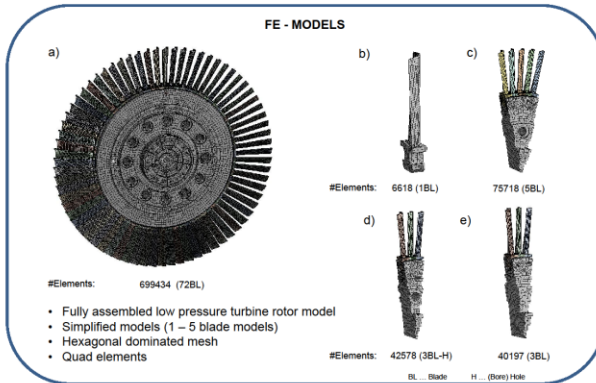
## NUMERICAL INVESTIGATIONS REGARDING CONTACT MODELING FOR EVALUATING THE MODAL CHARACTERISTICS OF A LOW PRESSURE TURBINE ROTOR BLADING



M. JUSTL, L. TRAUSSNIG, F. SCHOENLEITNER, A. MARN, F. HEITMEIR  
 INSTITUTE FOR THERMAL TURBOMACHINERY AND MACHINE DYNAMICS, GRAZ UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, AUSTRIA

### ABSTRACT

For a serious prediction of vibration characteristics under operating conditions of any structure a detailed knowledge of the modal characteristics is essential. The quality of numerical results is strongly depended on boundary conditions and coupling conditions. Based on the model of a low pressure turbine rotor of an aero engine this poster presents different numerical models for modal characterization. A big challenge in the FE modeling process is the coupling between rotor disk and rotor blades. In general, software packages for finite element analysis provide a number of contact models and formulations. In a detailed study different contact models and formulations like Pure Penalty, Normal and Augmented Lagrange and Multi Point Constraint (MPC) were applied and investigated. The combination of contact type such as bonded, no separation, frictional or frictionless contact with formulation type is of particular importance. Eigenvalues and mode shapes of the blades are presented and illustrated as the results of the numerical analysis and can be compared with experimental data which were generated in a separate study. The modal characteristics of the blades are of particular interest especially for further aero elastic investigations. All investigations were performed on different simplified models as well as on the assembling model of the turbine rotor. Evaluated modal characteristics are prepared and shown in a way to provide a better understanding for the importance of using correct contact models for an efficient numerical analysis. Finally, a simplified numerical model with a sufficient quality can be recommended which shows a minimum deviation of the numerical results compared to experimental evaluated data.



### CONCLUSION

Different models of a low pressure turbine rotor were investigated in a detailed study relating contact modeling and contact formulation. The results of numerical and also experimental evaluated eigenfrequencies are shown and compared directly. In view of continuing aero elastic investigations where the model should be coupled with CFD, the 3 Blade – Model including the bore hole can be recommended based on the results shown in this poster. The model guarantees a sufficient quality of results with a minimum deviation of experimental results under considering element numbers and computing time which is important for further investigations. Depending on the contact formulation the eigenfrequencies show less deviation compared to each other and therefore a bonded or no separation contact is recommended due to shorter computing times and better convergence of the contact.



# EVALUATION OF THE MODAL CHARACTERISTICS OF A LOW PRESSURE TURBINE ROTOR

## A COMPARISON BETWEEN DIFFERENT NUMERICAL AND EXPERIMENTAL METHODS

Lukas Traussnig, Markus Justl, Florian Schönleitner, Andreas Marn

Graz University of Technology  
Graz, Austria



*Institute for  
Thermal Turbomachinery  
and Machine Dynamics*



**FFG**  
FORSCHUNG WIRKT.



Graz University of Technology



## Content

- Introduction
- Aeroelastic Project : Graz University of Technology
- Workflow
- Experimental methods of modal characterization
- Numerical methods of modal characterization
- Comparison of results
- Outlook
- Conclusion







## Introduction

- Low pressure turbine (LPT) plays an important role in increasing efficiency of an aero engine
- Improve aero engine in order to decrease fuel consumption
  - Reduction of components weight
  - Reduction of axial distance
  - Number of stages
- Dimensioning in respect to aerodynamic and acoustic aspects
- Compact design to cause modified excitation mechanism of the rotor blading
- Up to now no experimental data under engine representative conditions available

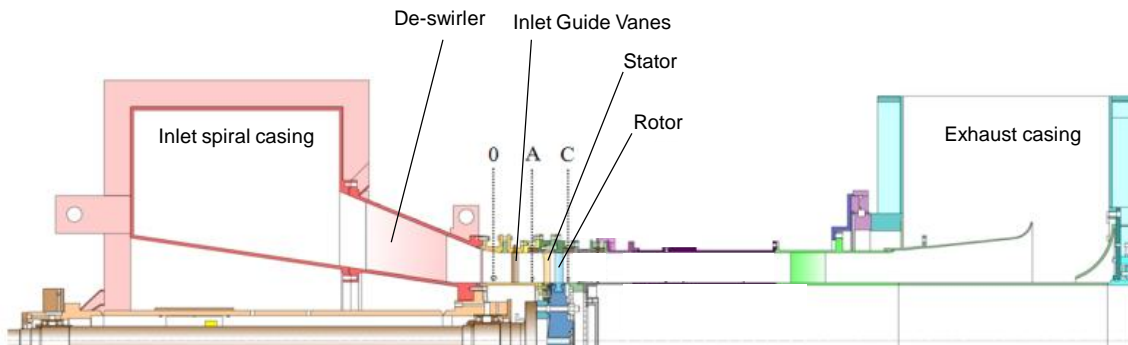


## Aeroelastic Project at TU Graz

- Research funding project supported by the national government
- Blade vibration measurements under engine representative conditions
- Basic research of effects (varying axial distances and modified inlet and outlet conditions)
- Blade vibration measurements performed via a sensor telemetry system
- Challenges of engine representative conditions
  - Rotational speed (Forces, sampling rates, etc.)
  - Temperature (crawling, etc.)
  - Pressure ratio
  - Geometric dimensions in respect to centrifugal forces acting on the strain gages (bonding, joint, cabling, etc.)



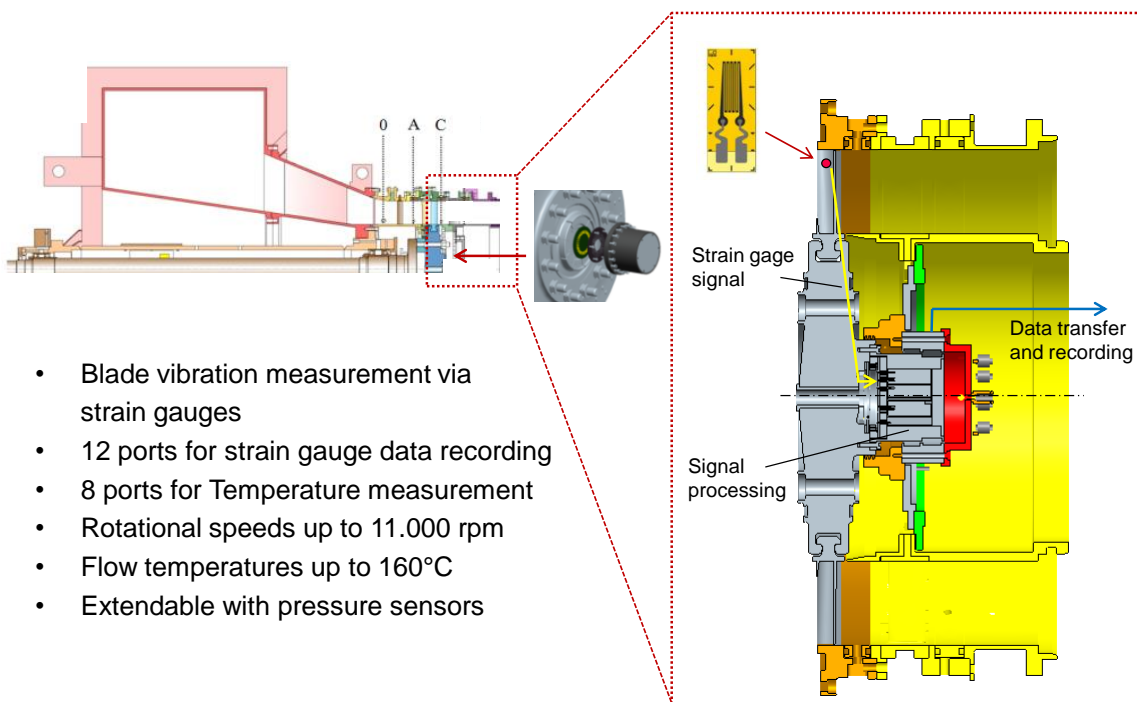
## Experimental Setup



Aeroelastic Test rig – Graz University of Technology

- 3 MW compressor station operates to supply the test facilities
- Max. pressure ratio = 2
- Max. mass flow = 15 kg/s
- Inflow temperature can be adjusted within a wide range

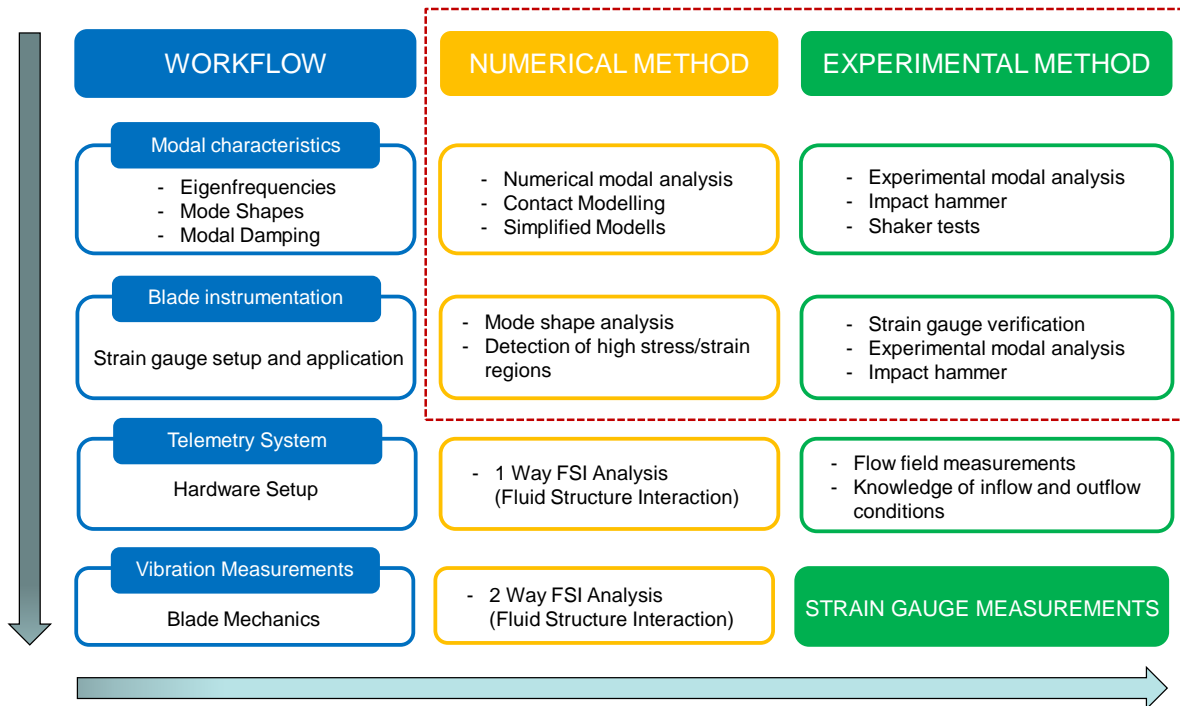
## Sensor Telemetry system



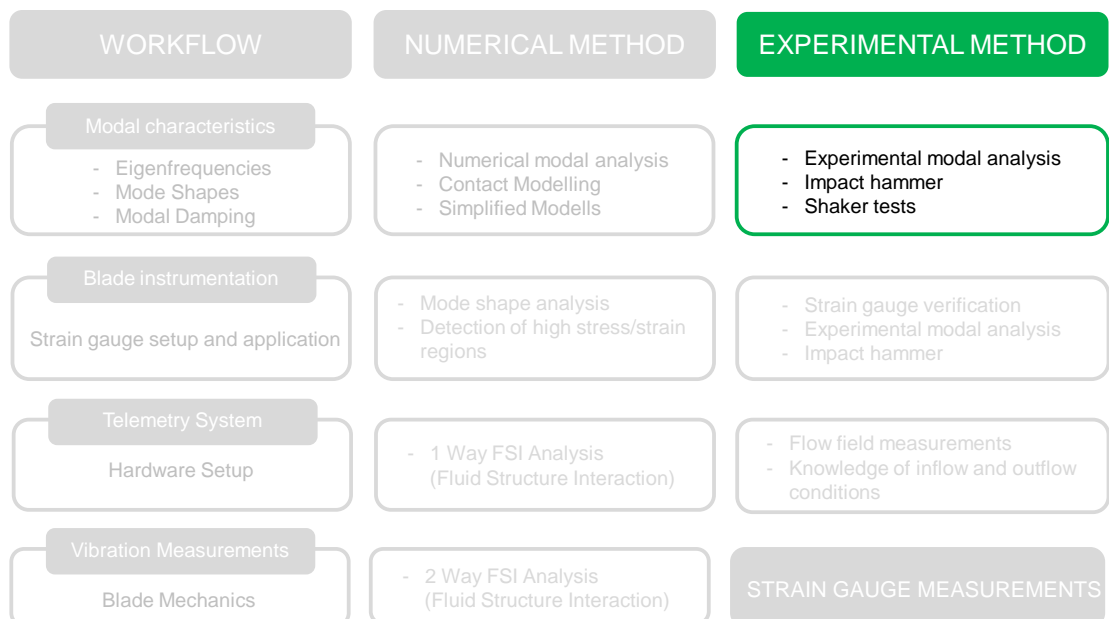
- Blade vibration measurement via strain gauges
- 12 ports for strain gauge data recording
- 8 ports for Temperature measurement
- Rotational speeds up to 11.000 rpm
- Flow temperatures up to 160°C
- Extendable with pressure sensors



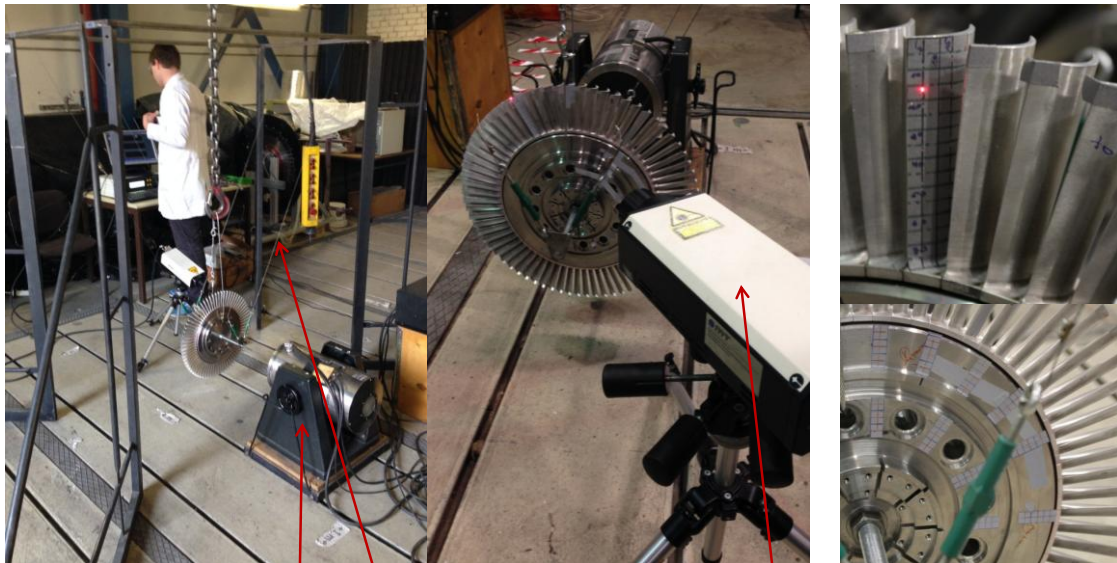
## Aeroelastic Investigations - Workflow



## Aeroelastic Investigations - Workflow



## Shaker Test – Experimental Setup



Hangig of the rotor on 4 steel ropes

Measurement arrangement

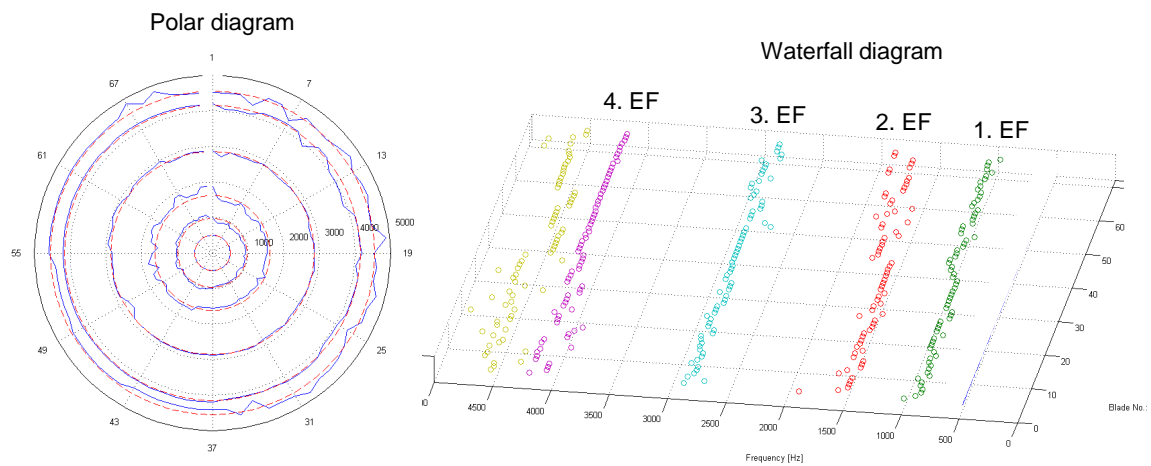
Different measurement positions on disk and blade

Shaker

Free hanging

Laser Vibrometer

## Shaker Test - Results



Mistuning of the blades due to:

- Manufacturing process
- Rotor assembling process (blade blocking, pre-stressing, etc.)
- Minimum deviation related to the average eigenfrequency

## Impact hammer – Experimental Setup



Impact hammer

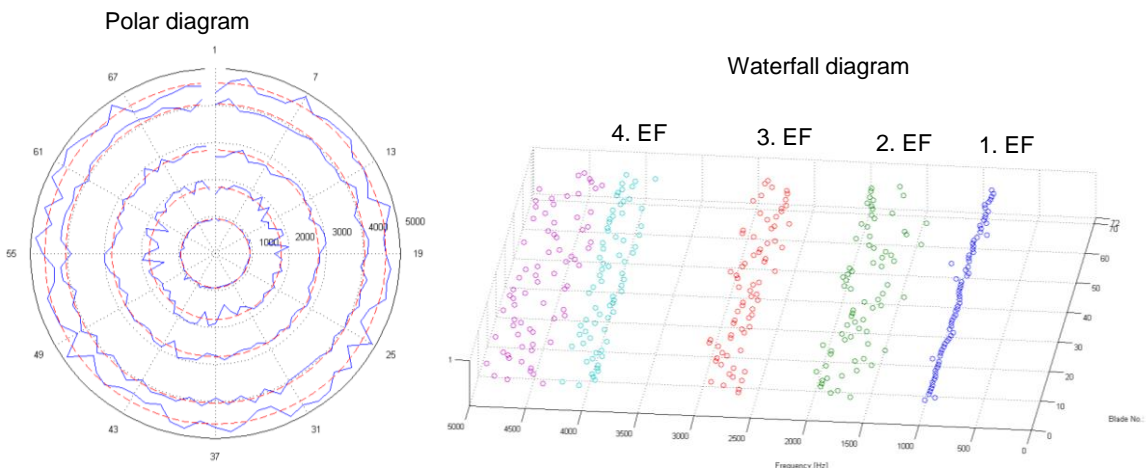
Low pressure turbine rotor  
(test rig, TUG)

Laser Vibrometer

Free support

- Roving hammer
- Several number of different disk and blade positions
- 5 iterations

## Impact hammer - Results



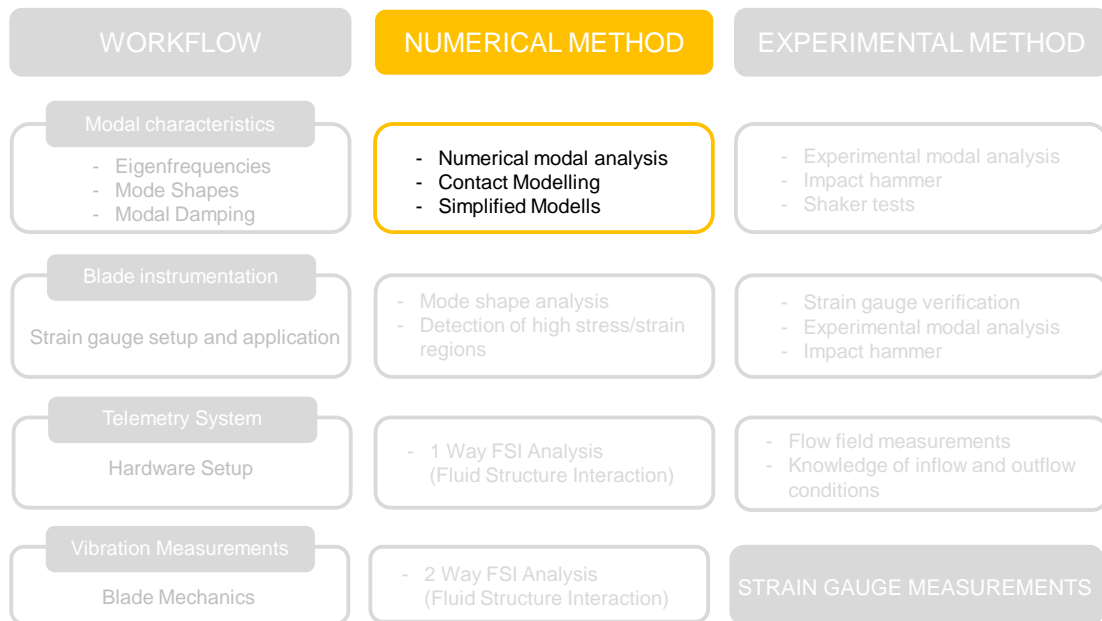
Impact hammer vs. Shaker:

- Easy setup and portable application
- Fast method for modal characterization of structures
- Problem of repeatability
- Higher fluctuation range

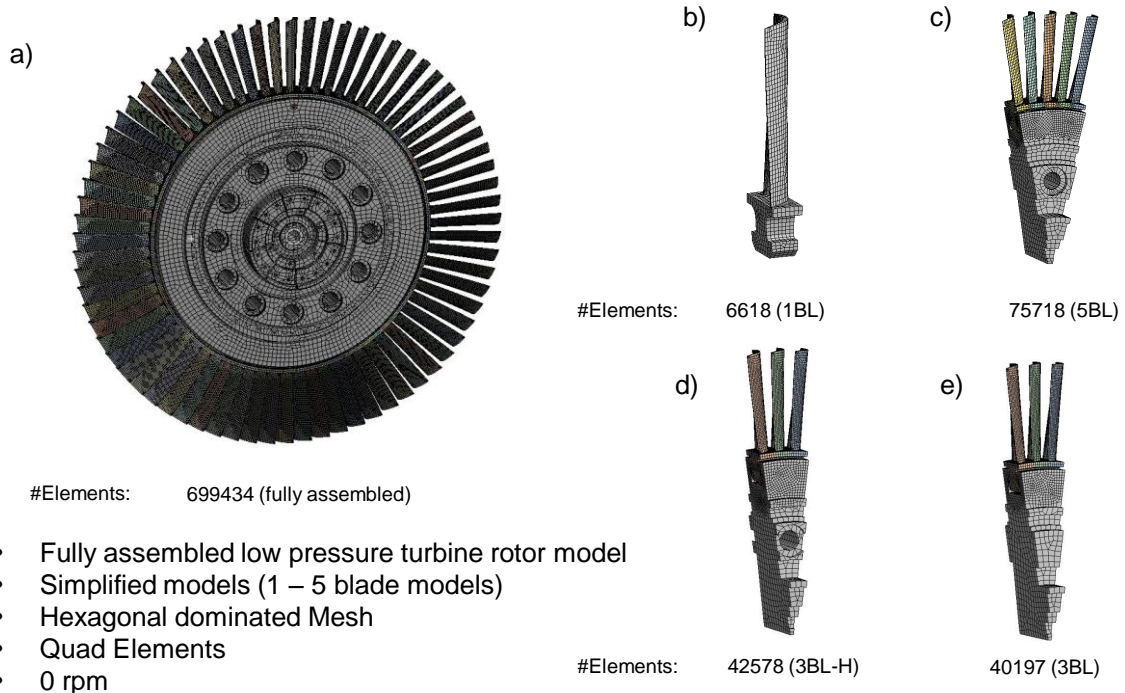




## Aeroelastic Investigations - Workflow



## FE - Models



BL ... Blade H ... (Bore) Hole





## Contact regions and boundary conditions

- Face splitting of all contact faces
- Contact (face) sizing
- Application of different contact types on selected faces
- Symetric boundary conditions in circumferential direction

**Blade – Contact Regions**

Face Splitting      Face/Contact Sizing

**Disk – Contact Regions**

Face Splitting      Face/Contact Sizing

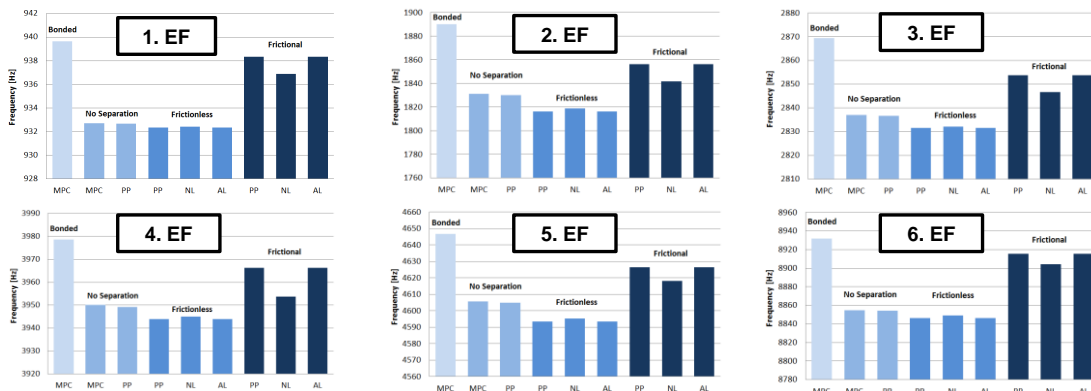


## Eigenfrequency – Contact formulation study



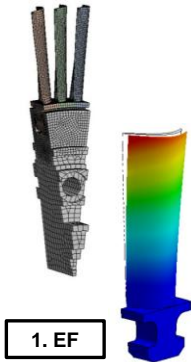
- Contact types and formulations are applied to the particular contact faces
- Detailed results are comparing suitable connections and are illustrated representative for the 3 blade model including bore hole

Type Formulation	Bonded		No Separation		Frictionless			Frictional		
	MPC	PP	MPC	PP	PP	NL	AL	PP	NL	AL
1. EF	940		933	933	932	932	932	938	937	938
2. EF	1890		1831	1830	1816	1819	1816	1856	1842	1856
3. EF	2869		2837	2837	2832	2832	2832	2854	2847	2854
4. EF	3979		3950	3949	3944	3945	3944	3966	3954	3966
5. EF	4647		4606	4605	4594	4595	4594	4626	4618	4626
6. EF	8932		8855	8854	8846	8849	8846	8915	8904	8915



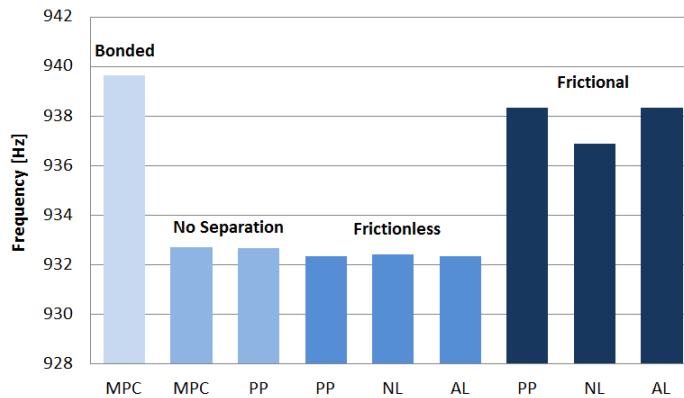


## Eigenfrequency – Contact formulation study – EF1



Type	Bonded		No Separation		Frictionless			Frictional		
Formulation	MPC	MPC	PP	PP	NL	AL	PP	NL	AL	
1. EF	940	933	933	932	932	932	938	937	938	
2. EF	1890	1831	1830	1816	1819	1816	1856	1842	1856	
3. EF	2869	2837	2837	2832	2832	2832	2854	2847	2854	
4. EF	3979	3950	3949	3944	3945	3944	3966	3954	3966	
5. EF	4647	4606	4605	4594	4595	4594	4626	4618	4626	
6. EF	8932	8855	8854	8846	8849	8846	8915	8904	8915	

Contact Formulation:  
 MPC ... Multi Point Constraint  
 PP ... Pure Penalty  
 NL ... Normal Lagrange  
 AL ... Augmented Lagrange

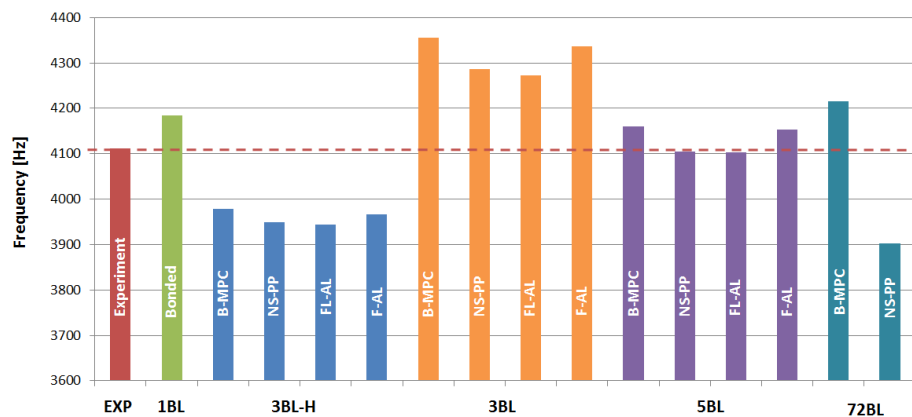


## Results – Experimental vs. Numerical methods

- Results of the 4th Eigenfrequency are illustrative representative

EXP	1BL	3BL-H				3BL				5BL				72BL	
EXP	B	B-MPC	NS-PP	FL-AL	F-AL	B-MPC	NS-PP	FL-AL	F-AL	B-MPC	NS-PP	FL-AL	F-AL	B-MPC	NS-PP
962	-8.9%	-2.3%	-3.0%	-3.1%	-2.5%	-2.3%	-3.7%	-4.0%	-2.7%	-2.3%	-3.7%	-3.7%	-2.4%	2.0%	-10.2%
1650	5.4%	14.6%	10.9%	10.1%	12.5%	15.7%	11.5%	10.4%	13.2%	15.3%	11.1%	10.8%	14.1%	17.2%	13.6%
2741	3.1%	4.7%	3.5%	3.3%	4.1%	5.5%	4.2%	3.8%	4.8%	5.3%	3.9%	3.8%	4.9%	-1.5%	-3.8%
4112	1.8%	-3.2%	-4.0%	-4.1%	-3.5%	5.9%	4.2%	3.9%	5.5%	1.2%	-0.2%	-0.2%	1.0%	2.5%	-5.1%
4776	23.2%	-2.7%	-3.6%	-3.8%	-3.1%	1.1%	0.6%	0.3%	0.5%	-1.8%	-2.8%	-2.9%	-2.1%	-4.7%	-8.8%

Contact Type:  
 B ... Bonded  
 NS ... No Separation  
 FL ... Frictionless  
 F ... Frictional







## Blade model - Summary



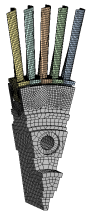
### 1 Blade Model:

- Simple mechanical setup
- Fast setup and calculation
- Good preliminary results
- Weakness: Symmetric boundary conditions and too simplified contact definition



### 3 Blade Model:

- Different options for contact modeling and formulation
- Suitable for further FSI Analysis and recommended at low computational resources
- Challenge to define correct disk rigidity

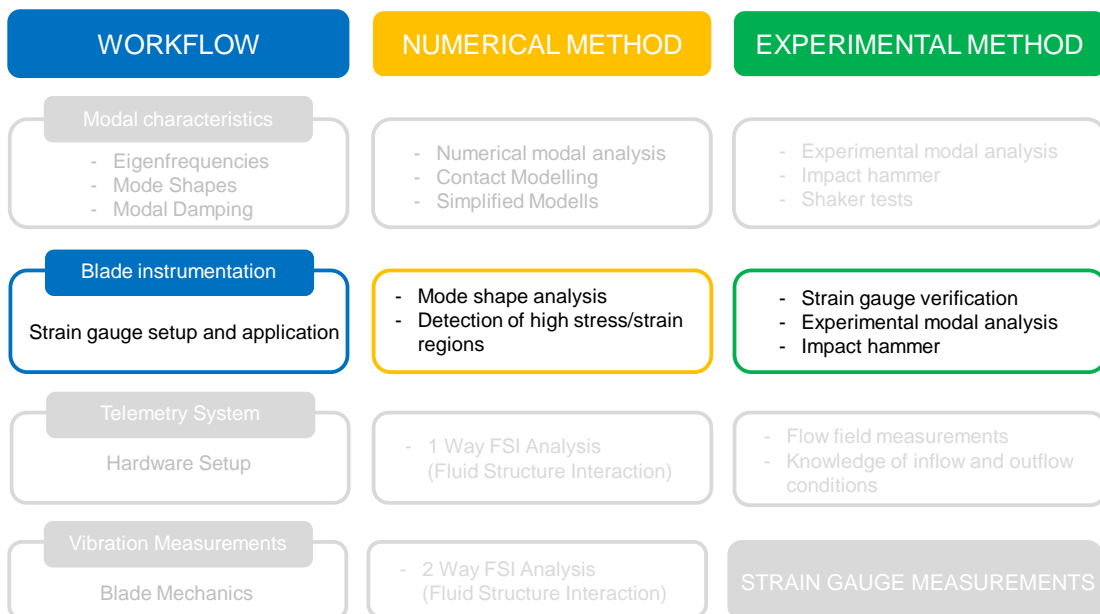


### 5 Blade Model:

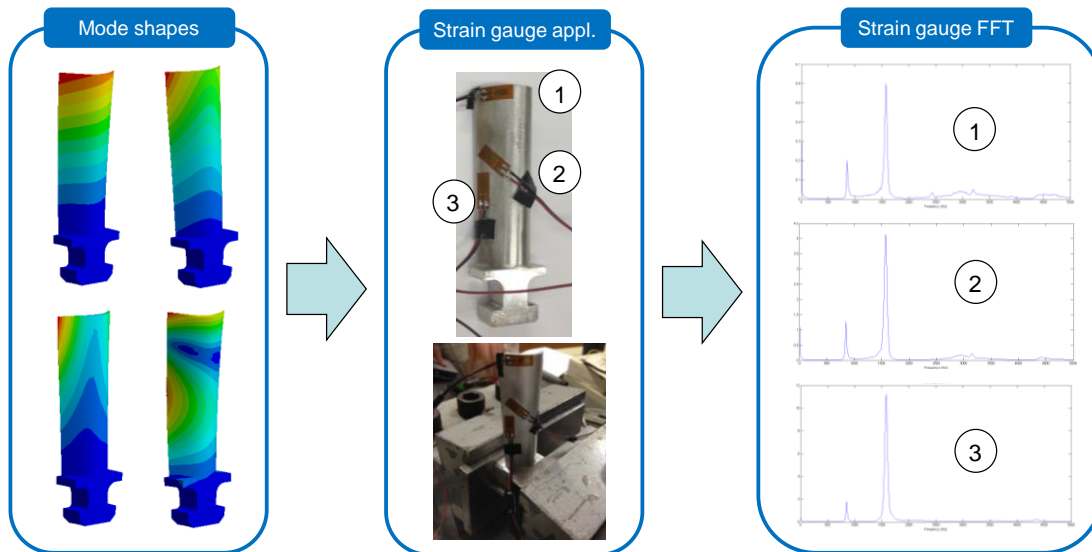
- Best numerical results in comparison to experimental data
- Ideal model for detailed and precise investigations
- Correct model for disk rigidity and blade support
- At high computational resources, suitable for FSI Analysis



## Aeroelastic Investigations - Workflow



## Strain gauge - Application setup



- Capture at best the modal response of a blade in a series of modes
- Instrumentation close to peak stress location for mode of interest
- Consideration of potential failure (centripetal loading, fluid flow, temperature, etc.)
- Optimal strain gauge location evaluated by numerical and experimental modal analysis

## Conclusions

- Different experimental and numerical methods were presented
- Impact hammer is easy to handle and ideal for quick estimations
- Shaker test for detailed investigations (Mistuning, etc.)
- FEM supports a several number of contact types and formulations
- Good agreement with measured data with very simple models
- Blade instrumentation and hardware setup to be continued at end of 2014





Last Slide

Thank you for your attention

Florian Schönleitner Dipl.-Ing. Research Assistant	
Graz University of Technology Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics Machine Dynamics and Acoustics Department	
Infieldgasse 25A 8010 Graz, Austria Tel.: +43 (0) 316 873 7733 Fax: +43 (0) 316 873 7239 florian.schoenleitner@tugraz.at <a href="http://www.ttm.tugraz.at">http://www.ttm.tugraz.at</a>	



Backup Slides

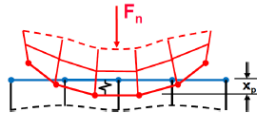


## Contact Formulation

### Pure Penalty (PP):

$$F_n = k_n \cdot x_p$$

$k_n$  ... contact stiffness  
 $x_p$  ... penetration



- Introduces a force that has penetrated across the target surface with the express purpose of eliminating the penetration

### Augmented Lagrange (AL):

$$F_n = k_n \cdot x_p + \lambda$$

- Similar to pure penalty method
- Adds an internally calculated term  $\lambda$
- This augmentation reduces sensitivity to contact stiffness

### Normal Lagrange (NL):

$$F_n = \text{DOF}$$

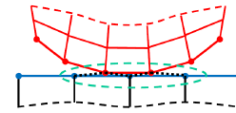
- Adds an extra degree of freedom (DOF) to satisfy contact compatibility
- Solves directly with zero penetration

#### Problems:

- long calculation time
- chattering (because no penetration is allowed)

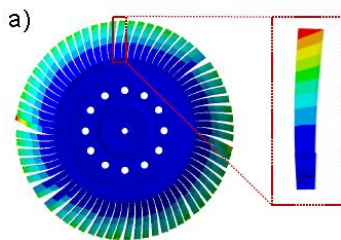
### Multi Point Constraint (MPC):

- Internally adds constraint equations to „tie“ the displacement of contacting surfaces

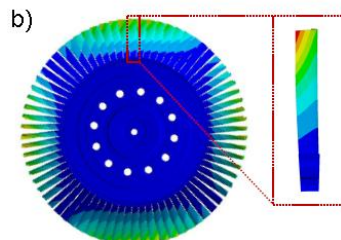


\*Source: Ansys; Customer Training Material; Lecture 3; Introduction to Contact; Dec 2010

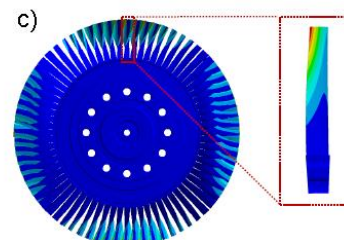
## Mode Shapes



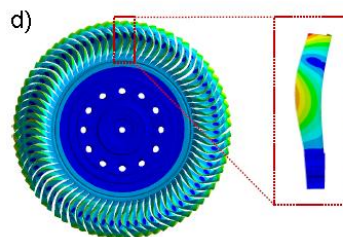
1. Blade Eigenfrequency (1.EF)



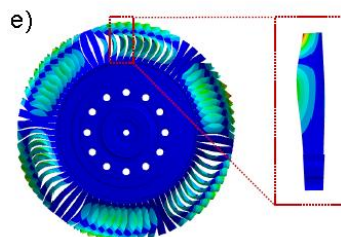
2. Blade Eigenfrequency (2.EF)



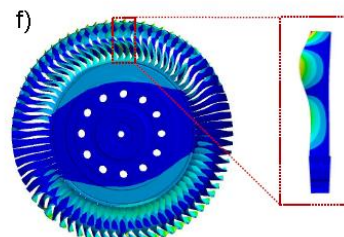
3. Blade Eigenfrequency (3.EF)



4. Blade Eigenfrequency (4.EF)



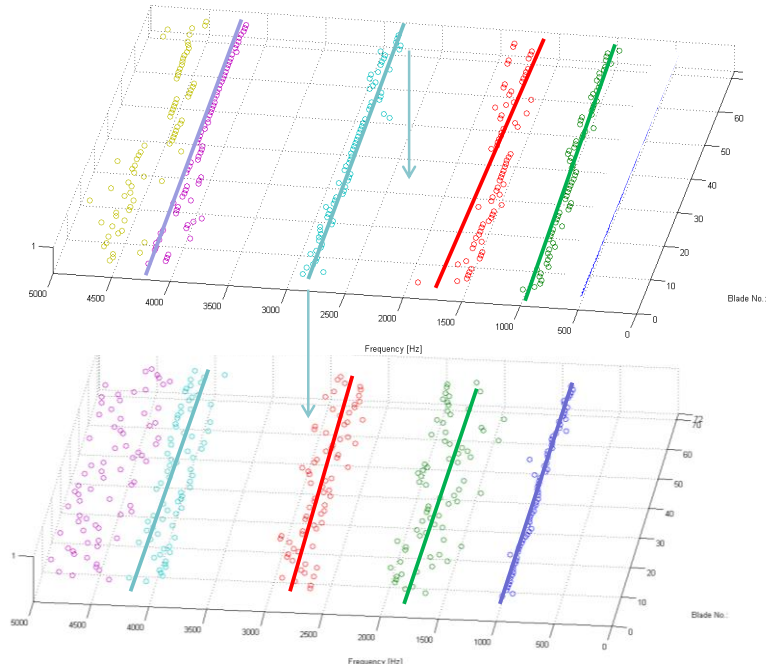
5. Blade Eigenfrequency (5.EF)



6. Blade Eigenfrequency (6.EF)

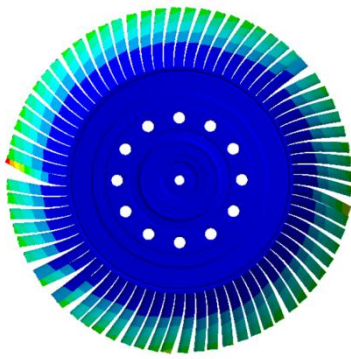


## Results – Impact hammer vs. Shaker

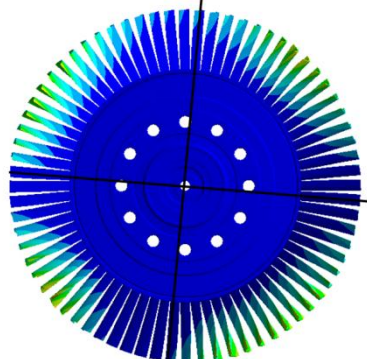




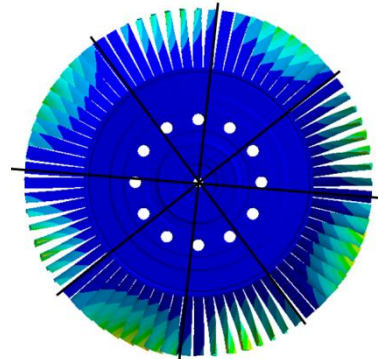
## Anhang B: Eigenformen (72-Schaufel-Modell, bonded)



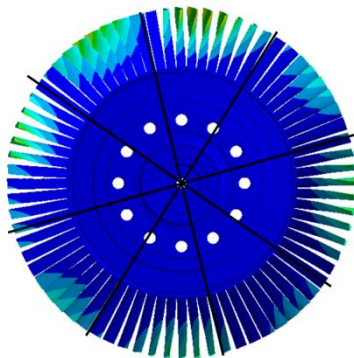
1.EF:  $i = 0$ ,  $f = 981$  Hz



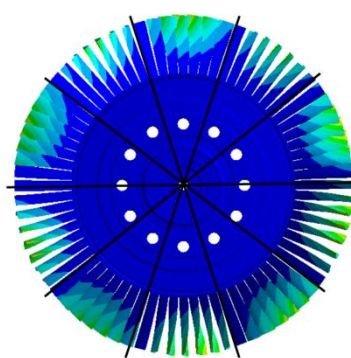
2. EF:  $i = 2$ ,  $f = 1934$  Hz



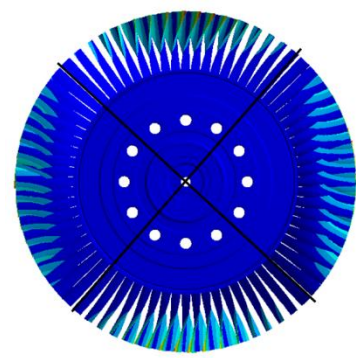
2.EF:  $i = 4$ ,  $f = 1946$  Hz



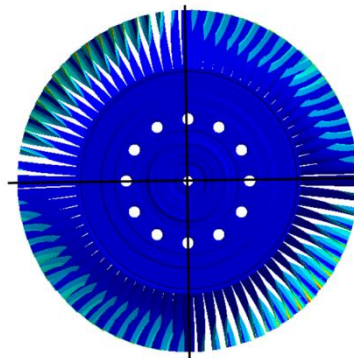
2.EF:  $i = 4$ ,  $f = 1948$  Hz



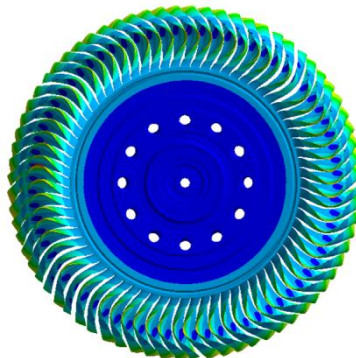
2.EF:  $i = 5$ ,  $f = 1966$  Hz



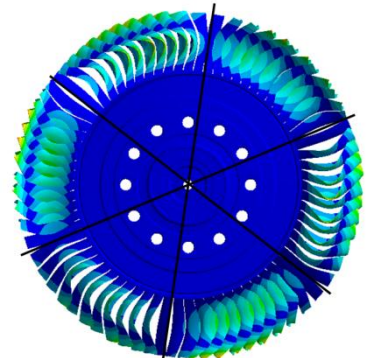
3.EF:  $i = 2$ ,  $f = 2699$  Hz



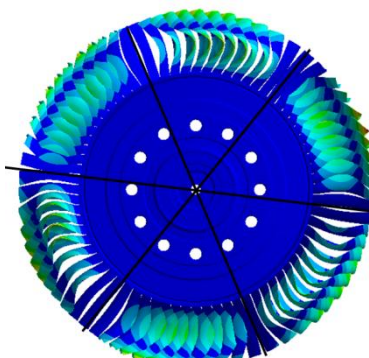
3.EF:  $i = 2$ ,  $f = 2718$  Hz



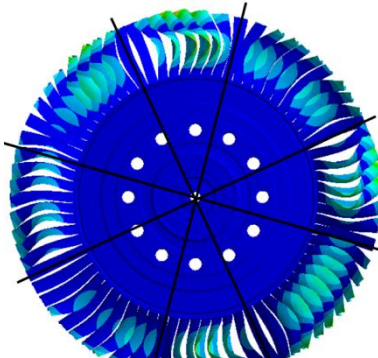
4.EF:  $i = 0$ ,  $f = 4215$  Hz



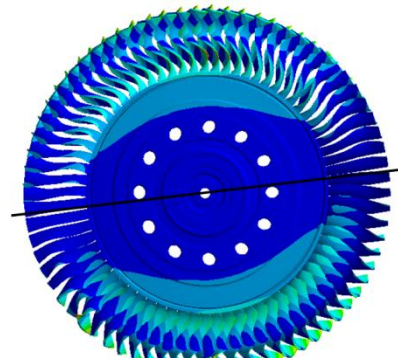
5.EF:  $i = 3$ ,  $f = 4520$  Hz



5.EF:  $i = 3$ ,  $f = 4550$  Hz



5.EF:  $i = 4$ ,  $f = 4560$  Hz



6.EF:  $i = 1$ ,  $f = 8692$  Hz