



Institut für Thermische Turbomaschinen  
und Maschinendynamik



Dipl.-Ing. Bernd Schlegl

## Untersuchung von Wickelkopfschwingungen in Großgeneratoren

# Dissertation

Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinebau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

### **Begutachter:**

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

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

Graz, am 05. November 2012



*„Wer glaubt jemand zu sein, hat aufgehört jemand zu werden“*

Sokrates (\* 469 v. Chr. – † 399 v. Chr.) griechischer Philosoph



# I Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources

Graz, am 05. November 2012

.....

(Unterschrift)



## II Vorwort

*„Keine Schuld ist dringender, als die, Dank zu sagen“*

*Marcus Tullius Cicero (106-43 v. Chr.), röm. Redner u. Schriftsteller*

An dieser Stelle möchte ich meinen Dank aussprechen an all diejenigen, die mich während der Bearbeitung meiner Dissertation begleitet haben und mir den Mut und die Kraft gaben, den eingeschlagenen Weg zu gehen.

An erster Stelle danke ich meinem Betreuer, Herrn Professor Franz Heitmeir, der mir die Möglichkeit gegeben hat, diese Dissertation an seinem Institut durchzuführen und mir des Weiteren stets die optimalen Rahmenbedingung für meine wissenschaftliche Tätigkeit ermöglicht hat.

Meinem Zweitbetreuer, Herrn Professor Hans-Herwig Priebisch, möchte ich für die äußerst kompetente Unterstützung danken. Herr Professor Priebisch hat mich mit seinem exzellenten Wissen über die Maschinendynamik bestens unterstützt.

Ein großer Dank gebührt Herrn Dipl.-Ing. Dr. Fritz Neumayer, Leiter der Forschung und Entwicklung Mechanik und Ventilation bei ANDRITZ HYDRO. Er hat mir die Gelegenheit gegeben, im Zuge des WIKOS Projektes an einem sehr interessanten, industrienahen Thema zu arbeiten. Des Weiteren stand mir seine Tür für etwaige Fragen stets offen. Herr Dr. Neumayer beeindruckte mich aber nicht nur mit seinem umfassenden technischen Wissen. Sein kompetenter aber vor allem sehr menschlicher Umgang mit Mitarbeitern wird mir stets Vorbild bleiben.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. Andreas Marn für zahlreiche Anregungen und Diskussionen bedanken.

Besonderer Dank gebührt Herrn Dr. Andrej Stermecki für die äußerst gute Zusammenarbeit. Danke Andrej!

Ebenfalls möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Dr. Bernhard Weilharter für seine Unterstützung bei diversen strukturdynamischen Problemstellungen danken.

Ich bedanke mich bei Herrn Dipl.-Ing. Mario Himmelreich und Herrn Dipl.-Ing. Markus Kaintz, die mir vor allem in den Anfangsphasen stets eine große Hilfe waren.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.- Ing. Christian Scheinecker und Herrn Manuel Leibetseder, die mich im Rahmen ihrer Diplomarbeit unterstützt haben.

Meinen Freunden möchte ich an dieser Stelle für unzählige Abende in unseren Stammlokalen danken. Danke Herbi, Paul und Flo.

Mein größter Dank gebührt meiner Familie. Meinen Eltern Gerhard und Brigitte, die mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen, mir die Wichtigkeit einer soliden Ausbildung stets suggerierten und mir so meinen beruflichen Lebensweg geebnet haben. Meiner Schwester Sandra möchte ich besonders danken. Sie ist mir sowohl beruflich als auch privat stets ein großes Vorbild. Ihnen ist diese Dissertation gewidmet.

Graz am 5. November 2012

Bernd Schlegl

### III Kurzfassung

Generatoren zählen zu den größten und teuersten elektrischen Maschinen. Speziell Wasserkraft-Generatoren sind enorm teuer, da sie aufgrund der unterschiedlichen hydrologischen Bedingungen Einzelanfertigungen sind. Die Steigerung des Wirkungsgrades dominiert die Entwicklung von Generatoren. Um eine lange Lebensdauer und ein hohes Maß an Flexibilität und Kontrollierbarkeit bei niedrigen Kosten der Maschinen zu gewährleisten, sind leistungsfähigere Berechnungsmethoden sowie die Anwendung von modernen Produktionsmethoden und der Einsatz von hochentwickelten Materialien erforderlich. Im Vergleich zu anderen Komponenten des Generators treten im Bereich des Stator- Wickelkopfes sowohl im Betrieb als auch im Falle von elektrischen Kurzschlüssen aufgrund der geringen Stützfestigkeit die mit Abstand größten Schwingungsamplituden auf. Erhöhte Schwingungsamplituden rufen neben erhöhten akustischen Emissionen, erhöhte Relativbewegungen unter den Bauteilen hervor. In Folge dessen kommt es zu einem unerwünschten Abrieb der Isolation und zu Reibstaubbildung, was zu Teilentladungen und Kurzschlüssen führen kann und in letzter Konsequenz den Totalausfall der Maschine zu Folge hat. Um dies zu vermeiden, ist es von enormer Bedeutung, die Eigenfrequenzen und Eigenformen des Systems zu kennen. Dieses Wissen ist Voraussetzung, um einen Sicherheitsabstand zu den Eigenfrequenzen zu gewährleisten und in Folge Resonanz zu vermeiden. Aus diesem Grunde ist die Berechnung des freien Schwingungsverhaltens des Stators Stand der Technik im Entwicklungsprozess von Generatoren. Um den Abrieb der Isolation der Stator Stäbe zu minimieren, ist das Hauptanliegen in der Konstruktionsphase eines Stator- Wickelkopfes die Minimierung der Schwingungsamplituden. Im Falle von Systemfehlern wie z.B. Kurzschlüssen oder Fehlsynchronisationen unterliegt der Wickelkopf transienten Kurzschluss-Strömen, welche 4 bis 15 mal höher sind, als jene im nominellen Betrieb. Die elektrodynamischen Kräfte, welche am Stator Stab hervorgerufen werden, steigen proportional zum Quadrat des Stromes. Aus diesem Grunde können die Kräfte im Falle eines Kurzschlusses oder einer Fehlsynchronisation 16- bis 225-mal höher sein als im normalen Betrieb. Die Statorstäbe sind im Bereich des Blechpaketes fixiert. Im Bereich des Wickelkopfes kragen die Stäbe frei aus. Um die Schwingungsamplituden in diesem Bereich so niedrig wie möglich zu halten, sind Maßnahmen zur Versteifung des Wickelkopfes erforderlich. Im Falle von erhöhten Betriebsschwingungen oder Systemfehlern (Kurzschlüsse, Fehlsynchronisationen) sind diese Versteifungsmaßnahmen (Stützringe, Distanzstücke, Bandagen, etc.) sehr großen Kräften ausgesetzt. Der komplexe Aufbau des Wickelkopfes, das orthotrope Materialverhalten der Statorstäbe und der verschiedenen Versteifungskomponenten, sowie die hohe Anzahl an erforderlichen finiten Elementen macht die Berechnung bis heute sehr schwierig und zeitintensiv. Der komplexe Aufbau des Wickelkopfes ermöglicht aus Zeitgründen nur grobe, analytische Berechnungen, da die erforderliche Rechnerleistung für eine detaillierte FE- Berechnung (Finite Elemente- Berechnung) für eine komplexe Struktur wie diese nach wie vor sehr hoch und daher nicht wirtschaftlich ist. Dies ist speziell im Bereich von Wasserkraftgeneratoren der Fall, da keine Maschine einer anderen gleicht. Aus diesem Grunde startete Andritz Hydro GmbH, eine Tochter der Andritz AG ein Projekt, welches einen vollständig parametrisierten Netzgenerator für die FE- Berechnung des dynamischen Verhaltens von Stator- Wickelköpfen zum Ziel hat. Des Weiteren wurde die, für die erzwungene Schwingungsberechnung erforderliche Aufprägung von Erregerkräften elektrischer Natur automatisiert. In dieser Arbeit wird der entwickelte Netzgenerator inklusive der automatisierten Aufprägung der Erregerkräfte als FE- Tool bezeichnet. Dieses vollständig- parametrisierte FE- Tool zur automatisierten Berechnung der Wickelkopfdynamik erfordert Materialmodelle diverser Komponenten und Komponentengruppen. Um für sämtliche Komponenten qualitative hochwertige

Materialmodelle zu gewährleisten, wurde eine Reihe von Messungen durchgeführt. Zusätzlich wurde eine Methodik entwickelt, welche bei der Berechnung von Wickelkopfschwingungen auf die Modellierung des Blechpakets verzichtet. Dadurch wird die Anzahl an Elementen und damit die Anzahl an Freiheitsgraden extrem reduziert, was zu einer erheblichen Reduktion der Rechendauer führt. Zusätzlich zum mechanischen FE- Model ist ein elektromagnetisches FE- Model erforderlich, welches die elektrodynamischen Erregerkräfte (stationär als auch transient) liefert. Die korrekte Interaktion zwischen der 3D- Berechnung der elektrodynamischen Erregerkräfte und dem mechanischen FE- Model muss gewährleistet werden. Im Rahmen dieser Dissertation wird die Entwicklung des vollständig parametrisierten FE- Tools zur schnellen und flexiblen Berechnung der Eigenfrequenzen und zur Analyse des sowohl harmonischen als auch transienten Verhaltens von Stator- Wickelköpfen präsentiert. Dieses FE- Tool ermöglicht innerhalb kürzester Zeit die Generierung eines strukturierten FE- Netzes auf Basis eines CAD- Files eines einzigen Stator- Stabes und der Eingabe einiger weniger Geometrieparameter. Die anschließende Berechnung der Eigenfrequenzen und der harmonischen- sowie transienten Antwort auf elektromagnetische Erregerkräfte erfolgt vollständig automatisiert und wird in dieser Dissertation präsentiert. Um das entwickelte FE- Tool hinsichtlich Masse und Systemsteifigkeit zu evaluieren, wurde an einem spezifischen Turbogenerator eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Diese wurde der numerischen Modalanalyse gegenübergestellt, indem die Eigenfrequenzen und Eigenformen verglichen wurden. Um die Qualität des FE- Tools hinsichtlich harmonischer bzw. transientscher Analysen zu beurteilen, wurden im Zuge eines Testlaufs am Prüffeld Dauerkurzschlüsse sowie Stoßkurzschlüsse simuliert, gemessen und den Ergebnissen der numerischen FE- Analyse gegenübergestellt.

## IV Abstract

Generators belong to the largest and most expensive electrical machines. Hydro-generators in particular are very expensive due to the fact that they are no mass products. Their development is driven by the increase of efficiency. To assure the required operating life while providing a high level of controllability and low costs, more capable calculation procedures, the application of modern manufacturing methods and improved materials are needed.

In comparison to other components end windings of generators are the parts with the highest amplitudes in any load cases (nominal operation as well as electrical failures). They are excited to vibrations due to electromagnetic forces which might lead to damage or enhanced acoustic emissions. In order to avoid this, it is of very high importance to know the natural frequencies and the associated natural modes of the end winding. This knowledge is the precondition to provide a safety distance to the natural frequencies and finally to avoid resonance. That is why the calculation of the dynamical properties is state of the art in the development of generators. The main objective during the design phase of such an end winding is to achieve a vibration level as low as possible to minimize the abrasion of the insulation of the stator bars. In addition, in case of system faults like sudden short circuits or failure synchronizations, the stator end winding is subjected to a large transient current, which might exceed nominal current 4 to 15 times. The electrodynamic forces acting on a stator bar increase in proportion to the square of the current. That is the reason why the forces during a sudden short circuit may be 16 to 225 times higher than those in normal operation. The stator bars are fixed in the active part of the machine but stick out in the range of the end winding. To avoid vibrations in this part of the machine, a well-designed support system is required. In case of high operating vibrations or in case of failure, this support system consisting of support rings, space brackets, bandages etc. is exposed to very high forces. Due to the very complex structure, the orthotropic material characteristics of the stator bars and the different support parts as well as the huge number of finite elements, the calculation of stator end windings has been very difficult and time-consuming up to now.

The complex set up has allowed just inaccurate analytical calculations because the demand on computing power for such a huge model with the finite element method has been very high and not economic, especially in the development of hydro generators, where no machine is like another. Therefore, Andritz Hydro GmbH, a division of Andritz AG has started a project to develop a fully parameterized FE- tool for computing the dynamic behavior of end windings. In addition to a FE-model of the mechanical structure, an electrical model which delivers the electrodynamic forces (steady state as well as transient) is required. Correct interactions between the 3D calculation of the electrodynamic forces and the finite element model must be provided. Within the scope of this PhD-thesis, the development of a fully parameterized FE- modeling tool, allowing a very quick and flexible calculation of the natural frequencies as well as harmonic and transient analysis, like short-circuits and harmonic response analysis is presented. Within a short time, it is possible to establish an FE-model based on a CAD file of only one stator bar and additional input of a few geometry data. The subsequent calculation of the natural frequencies as well as harmonic and transient response is fully automated and presented in this doctoral thesis.

To achieve this, suitable sub models of the different complex components of the end winding are required. To provide good material models for all these components, a campaign of measurements has been carried out. Additionally, a way to avoid modelling the whole active part of the generator

and thereby reducing the computing time when calculating end winding vibrations is presented. To evaluate the FE model (stiffness as well as mass) an experimental modal analysis has been performed and the calculated natural frequencies have been compared to the measured natural frequencies. Finally harmonic response analysis as well as transient analysis has been done. To evaluate the results of the calculation, measurements during a test run were required. The results of the numerical calculation have been compared to these measurements.

# V Inhaltsverzeichnis

I	Eidesstattliche Erklärung .....	II
II	Vorwort.....	IV
III	Kurzfassung .....	VI
IV	Abstract.....	VIII
V	Inhaltsverzeichnis.....	1
VI	Nomenklatur .....	4
1	Einleitung.....	2
1.1	Motivation.....	2
1.2	Aufgabenstellung/ Ziele .....	2
2	Stand der Technik – Literaturstudie.....	3
3	Grundlagen des Generators .....	7
3.1	Einteilung der Generatoren .....	7
3.1.1	Synchrongenerator.....	7
3.1.2	Asynchrongenerator .....	8
3.2	Aufbau Synchrongenerator.....	8
3.3	Schadensfälle bei Stator- Wickelköpfen.....	11
4	Theoretische Grundlagen .....	13
4.1	Finite Elemente Rechnung [25].....	13
4.2	Numerische Modalanalyse .....	18
4.3	Experimentelle Modalanalyse .....	19
4.4	Harmonische Analyse- Frequenzganganalyse.....	20
4.5	Dämpfung.....	22
4.6	Orthotrope Materialeigenschaften des Stator- Stabes.....	25
4.7	Elektromagnetische Grundlagen .....	27
4.7.1	Grundlagen der Energieumwandlung.....	27
5	Materialwerte .....	30
5.1	Erforderliche Materialparameter.....	30
5.2	Gemessene Materialparameter .....	31
5.2.1	Stator Stäbe.....	31
5.2.1.1	Analytische Berechnung des Biege- E- Moduls.....	31
5.2.1.2	Einfluss der Temperatur auf das elastische Verhalten der Stäbe.....	33
5.2.1.3	Variation des Materialverhaltens von Stator Stäben unterschiedlicher Generatoren	

5.2.2	Ermittlung der Einspannsteifigkeit der Stator Stäbe .....	37
5.2.2.1	Voruntersuchung zur Länge der Federbettung .....	38
5.2.2.2	Systematische Methode zur Ermittlung der Federsteifigkeit.....	39
5.2.3	Stirngewölbe .....	44
5.2.4	Stütz-, Distanz- und Wicklungsschilddichtring.....	47
5.2.5	Thermohärtende Filzschicht.....	52
5.2.6	Distanzstücke.....	52
5.2.6.1	Beschreibung des Versuchsaufbaus.....	53
5.2.6.2	Beschreibung des FE- Modells des Prüfstandes .....	54
5.2.6.3	Ermittlung der Materialparameter.....	55
5.3	Zusammenfassung des Kapitels .....	57
6	Entwicklung eines vollständig parametrisierten FE- Tools .....	58
6.1	Verwendeter Elementtyp.....	58
6.2	Definition der Materialeigenschaften.....	59
6.3	Diskretisierung der Statorstäbe.....	60
6.3.1	Vorbereitung der Stabgeometrie .....	60
6.3.2	Netzkonvergenz- Studie am einzelnen Stab .....	61
6.3.3	Strukturierte Nummerierung der Knoten.....	63
6.3.4	Strukturierte Vernetzung des Stabes .....	64
6.4	Modellierung der Anbindung im Nutendbereich .....	66
6.5	Kupferflaschen .....	67
6.6	Rotationssymmetrischer Aufbau.....	69
6.7	Stirngewölbe.....	70
6.8	Modellierung der Ringe .....	71
6.8.1	Modellierung des Kontaktes zwischen Ring und Stab.....	74
6.8.2	Stützringe .....	75
6.8.3	Wicklungsschild- Dichtring .....	76
6.8.4	Distanzringe .....	77
6.9	Distanzstücke .....	78
6.10	Stützkonsolen.....	79
6.11	Zusammenfassung des Kapitels.....	80
7	FE- Analysen und Evaluierung via Messungen .....	81
7.1	Modalanalyse.....	81
7.1.1	Numerische Modalanalyse .....	81
7.1.2	Experimentelle Modalanalyse .....	83
7.1.3	Gegenüberstellung Numerische/Experimentelle Modalanalyse .....	85

7.1.4	Anwendung der numerischen Modalanalyse auf einen Hydrogenerator .....	86
7.2	Erzwungene Schwingungsberechnung.....	89
7.2.1	Berechnung der elektromagnetischen Erreger- Kräfte.....	89
7.2.1.1	Messung der erforderlichen Eingangsgrößen für die elektromagnetischen Berechnungen.....	89
7.2.1.2	Ablaufschema der elektromagnetischen Berechnung - Schnittstelle Strukturmechanik/ Elektromagnetik.....	90
7.2.2	Harmonische Analyse – Dauerkurzschluss .....	98
7.2.2.1	Harmonisches Erregerkraftfeld .....	98
7.2.2.2	FE- Analyse der harmonischen Antwort.....	99
7.2.2.3	Messung der harmonischen Antwort.....	100
7.2.2.4	Gegenüberstellung FE- Berechnung – Messung .....	103
7.2.2.5	Analyse der 100 Hz- Amplitude – Räumliche FFT- Analyse.....	104
7.2.3	Transiente Analyse - dreipoliger Stoßkurzschluss .....	109
7.2.3.1	Transientes Erregerkraftfeld .....	109
7.2.3.2	FE- Analyse des Stoß- Kurzschlusses .....	111
7.2.3.3	Messung des zeitlichen Verlaufes der Verformung während eines Stoßkurzschlusses .....	113
7.2.3.4	Gegenüberstellung FE- Berechnung – Messung .....	114
7.2.3.5	Analyse der Schwingungsform.....	114
7.3	Parameterstudien.....	116
7.3.1	Einfluss verschiedener Versteifungsmaßnahmen auf das modale Schwingungsverhalten des Wickelkopfes.....	116
7.3.2	Einfluss der Netzqualität des Statorstabes auf das globale Wickelkopfmodell .....	118
7.3.3	Einfluss der Federsteifigkeit der Federelemente im Nutendbereich.....	119
7.3.4	Einfluss der Materialparameter des Stabes auf die Lage der globalen Wickelkopfmomen 121	
7.3.5	Einfluss der Lage der Distanzstücke.....	124
7.3.6	Einfluss der schubweichen Filzschicht auf die globalen Wickelkopfmomen .....	124
7.3.7	Einfluss der Temperatur auf die Lage der globalen Wickelkopf- Moden.....	126
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	129
9	Literaturverzeichnis .....	132
10	Abbildungsverzeichnis.....	135
11	Tabellenverzeichnis .....	139

## VI Nomenklatur

$E$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Elastizitätsmodul
$f$	$[Hz]$	Frequenz
$p$		Anzahl der Pole
$n$	$\left[\frac{U}{min}\right]$	Drehzahl
$m$	$[kg]$	Masse
$F$	$[N]$	Kraft
$k$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit
$x$	$[m]$	Weg
$\dot{x}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit
$\ddot{x}$	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Beschleunigung
$\sigma$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Spannung
$\varepsilon$		Dehnung
$[M]$		Massenmatrix
$[K]$		Steifigkeitsmatrix
$[D]$		Dämpfungsmatrix
$\omega$	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Eigenfrequenz
$\omega_d$	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Gedämpfte Eigenfrequenz
$\xi$		Lehr' sche Dämpfung
$i$		Imaginäre Einheit
$\hat{x}$	$[m]$	Weg- Amplitude

$[\Psi]$		Modalmatrix
$\Omega$	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Erregerfrequenz
$d$	$\left[\frac{Ns}{m}\right]$	Aktuelle Dämpfungskonstante
$d_c$	$\left[\frac{Ns}{m}\right]$	Kritische Dämpfungskonstante
$\delta$	$\left[\frac{Ns}{m * kg}\right]$	Abklingkonstante
$\Lambda$		Logarithmisches Dekrement
$\alpha, \beta$		Rayleigh - Dämpfungsfaktoren
$G$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Schubmodul
$\nu$		Poissonzahl
$\gamma$		Schubwinkel/ Gleitung
$\tau$	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Schubspannung
$[S]$		Nachgiebigkeitsmatrix
$Q$		Elektrische Ladung
$\vec{B}$	$[T]$	Magnetische Induktion/ Flussdichte
$I$	$[A]$	Vektor des Stromes
$r$	$[m]$	Ortsvektor
$\vec{H}_s$		Biot-Savart Feld
$I_x$	$[m^4]$	Flächenträgheitsmoment um x
$I_y$	$[m^4]$	Flächenträgheitsmoment um y
$I_z$	$[m^4]$	Flächenträgheitsmoment um z
$x, y, z$	$[m]$	Randfaserabstand
$c_{bending}$	$[N m^2]$	Biegesteifigkeit

$V$	$[m^3]$	Volumen
$N\_Nuten$		Anzahl der Nuten
$Off\_OS\_US$		Offset für Knotennummerierung
$off\_Stb$		Offset für Knotennummerierung
$e\_laenge$	$[m]$	Elementlänge
$Breite\_SR$	$[m]$	Breite Stützring
$Außendurchm\_SR$	$[m]$	Außendurchmesser Stützring
$Breite\_DR$	$[m]$	Breite Distanzring
$Breite\_ZP$	$[m]$	Breite Distanzstück
$a_k$		Fourier- Koeffizienten
$FE$		Finite Elemente
$FEM$		Finite Elemente Methode
$FFT$		Fast Fourier Transformation
$DFT$		Diskrete Fourier Transformation
$APDL$		Ansys Parametric Design Language

# 1 Einleitung

Die großtechnische Erzeugung von elektrischer Energie kann auf verschiedensten Prinzipien basieren - die dafür benötigte Umwandlung von mechanischer in elektrische Energie erfolgt aber immer mit Hilfe eines Generators. Der steigende Strombedarf in den letzten Jahrzehnten hatte auch eine stetige Weiterentwicklung in diesem Bereich zur Folge. Heute zählen Generatoren mit einem Leistungsbereich von bis zu 2000 MVA in thermischen Kraftwerken und über 800 MVA in Wasserkraftwerken zu den größten und teuersten elektrischen Maschinen der Welt. Viel mehr als eine Steigerung der Leistung steht gegenwärtig eine Steigerung der Zuverlässigkeit bzw. Verfügbarkeit der Anlagen im Vordergrund [1]. Des Weiteren werden Generatoren heutzutage aufgrund der hochdynamischen Netzanforderungen sehr dynamisch belastet. Pumpspeicherkraftwerke zum Beispiel wechseln mehrmals täglich vom Turbinen- in den Pumpbetrieb. Der Trend zu Kraftwerken mit einem hohen Grad an Flexibilität und steigenden Leistungsdichten bringt einen steigenden Bedarf an Entwicklungsaufwand hinsichtlich des mechanischen und strukturdynamischen Verhaltens des Generators mit sich.

## 1.1 Motivation

Großgeneratoren werden im Betrieb durch zeitperiodische Kräfte zu Schwingungen angeregt. Maximale Schwingungsamplituden treten dabei aufgrund konstruktionsbedingter geringerer Stützfestigkeit im Bereich des Wickelkopfes auf. Dabei überwiegen Schwingungen mit doppelter Netzfrequenz in axial-radialer Richtung, angeregt durch Stromkräfte. Im Störfall erreichen die auftretenden transienten Stromkräfte ein Vielfaches der Werte, die im Nennbetrieb auftreten. Folge von Dauerschwingungsbelastungen im Nennbetrieb ist eine Abnutzung der Isolation der Stator-Stäbe, die sich durch Reibstaubentwicklung zeigt. Überhöhte transiente Wechselkräfte im Störfall können sogar zu Materialriss/-brüchen führen, welche den Totalausfall der Maschinen zur Folge haben. Um solche Schäden zu vermeiden, sind im Rahmen dieser Arbeit Wickelkopfschwingungen experimentell und numerisch in enger Zusammenarbeit mit ANDRITZ HYDRO untersucht worden. Diese Arbeit liefert somit einen Beitrag zu den immer höher werdenden industriellen Anforderungen an die Berechnung des Schwingungsverhaltens von Großgeneratoren.

## 1.2 Aufgabenstellung/ Ziele

In der Vergangenheit wurde bei allen Entwicklungen von neuen Generatoren auf die Modellierung, Berechnung und Vorhersage des mechanischen Verhaltens des Stator- Wickelkopfes verzichtet. Grund dafür ist, dass sowohl die Modellbildung als auch die numerische Lösung im Zuge der FEM-Rechnung einen enorm großen Aufwand darstellt und daher sehr viel Zeit und Rechnerleistung erfordert. Der enorme Aufwand in der Modellbildungs- Phase ist damit zu begründen, dass keine automatisierte Diskretisierung, wie es beispielsweise in diversen Auto- Mesh Tools der verschiedenen FE- Softwarepakete angewendet wird, durchgeführt werden kann. Grund dafür ist zum einen die hohe Anzahl an Freiheitsgraden in einem automatisch erzeugten FE- Netz und zum anderen soll dieses Modell die Basis für die erzwungene Schwingungsrechnung bilden. Daher muss

die Möglichkeit gegeben sein, zeitperiodische und transiente Kräfte in den Knoten der Stator Stäbe im mechanischen Modell aufzuprägen. Da diese Kräfte elektromagnetischer Natur sind und daher mit anderen Software- Paketen berechnet werden müssen, ist eine Schnittstelle für die Kraftaufprägung zwingend erforderlich. Um eine solche Software- übergreifende Schnittstelle zu gewährleisten, muss ein strukturiertes System an Knoten vorhanden sein. Ein solches strukturiertes FE- Netz mit einem äußerst hohen Maß an Flexibilität, ist mit automatisch erzeugten FE- Netzen (Auto Mesh) nicht realisierbar und erfordert die Entwicklung eines strukturierten Codes zur Netzgenerierung. Im ersten Schritt soll ein solches Tool für einen spezifischen Turbogenerator entwickelt werden. Dieses Tool soll anhand von Geometrieparametern ein numerisch stabiles, strukturiertes FE- Netz automatisiert generieren. Die Qualität des FE- Netzes ist anhand von Netzkonvergenz- Untersuchungen zu optimieren. Für den spezifischen Generator sollen im Zuge dieser Arbeit sämtliche erforderlichen Materialuntersuchungen an diversen Komponenten des Wickelkopfes durchgeführt werden. Unter Zugrundelegung der ermittelten Materialmodelle soll am automatisiert generierten FE- Modell eine numerische Modalanalyse durchgeführt werden. Zusätzlich soll eine experimentelle Modalanalyse am Wickelkopf durchgeführt werden, welche der numerischen Modalanalyse gegenüber gestellt wird. Anhand dieser Gegenüberstellung soll die Evaluierung der Masse und Systemsteifigkeit des FE- Modells ermöglicht werden. Eine weitere Herausforderung ist die vollständige Parametrisierung des Tools. Diese ist von enormer Bedeutung, da das Tool langfristig auch auf Wasserkraftgeneratoren angewendet werden soll. Diese sind im Vergleich zu Turbo- Generatoren (Einsatz in z.B. Gas- oder Dampfkraftwerken) Sonderanfertigungen, da aufgrund der unterschiedlichen hydrologischen Bedingungen keine Maschine gleich der anderen ist. Das parametrisierte Tool soll anhand von maschinenspezifischen Parametern, für sämtliche Generatoren (Hydro- als auch Turbogeneratoren) das erforderliche, strukturdynamische FE- Netz generieren. Es soll letztendlich sowohl für die Berechnung von freien Schwingungen (Eigenfrequenzen, Eigenformen) als auch für harmonische und transiente Analysen flexibel einsetzbar sein. Um die Qualität des Tools zu evaluieren, soll sowohl die Berechnung von freien Schwingungen als auch harmonische und transiente Analysen an einem spezifischen Generator durchgeführt und die Ergebnisse mit Messdaten verglichen werden. Des Weiteren soll der programmierte, parametrisierte Code die Möglichkeit bieten, in verhältnismäßig kurzer Zeit Parameterstudien jeglicher Art durchführen zu können. Das Erstellen des FE- Netzes inklusive Randbedingungen mit anschließendem Aufprägen der Erregerkräfte und Berechnung der jeweiligen Lösung soll in weniger als 5 Stunden durchführbar sein. Der Einfluss diverser Versteifungsmaßnahmen wie Stützringe, Distanzringe, Distanzstücke etc. auf das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes soll analysiert werden. Des Weiteren soll die Auswirkung von Schwankungen der Materialeigenschaften durch z.B. Temperatureinfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen und die Amplituden im Störfall untersucht werden.

## 2 Stand der Technik – Literaturstudie

Aufgrund des äußerst komplexen Aufbaus des Wickelkopfs, sowohl aus mechanischer als auch aus elektrischer Sicht, ist das Schwingungsverhalten in diesem Bereich der Maschine nach wie vor nicht vollständig erforscht. Sowohl die Berechnung der auftretenden elektromagnetischen Felder und Kräfte im Wickelkopfbereich, als auch das strukturdynamische Verhalten von Stator- Wickelköpfen stehen in der Literatur nur in begrenztem Umfang zur Verfügung [2].

Die Herausforderung liegt einerseits in der Berechnung der elektromagnetischen Kräfte und andererseits in der Entwicklung eines passenden strukturdynamischen Modells. Letztendlich gilt es eine passende Schnittstelle zwischen der Elektromagnetik und der Strukturmechanik des Systems zu finden, um die auftretenden Kräfte an den richtigen Krafteinbringungspunkten aufbringen zu können. Das ist neben der modalen Untersuchung, welche die Untersuchung des freien Schwingverhaltens zur Aufgabe hat, die Voraussetzung für die erfolgreiche Berechnung der Schwingungsamplituden im stationären Lauf und in Störfällen.

Die Basis der elektromagnetischen Kraftberechnung ist die Ermittlung des magnetischen Feldes im Bereich des Wickelkopfes der Maschine. Hierzu sind unterschiedliche Strategien bekannt. Diese Theorien erlauben unter Kenntnis der stromführenden Gebiete die Berechnung der Lorentz- Kräfte auf die Leiterstäbe (siehe Kapitel 4.7.1) [2].

In der Literatur findet man unterschiedliche Ansätze, welche unterschiedliche Vereinfachungen treffen und dementsprechend größeren bzw. kleineren Berechnungsaufwand darstellen. Ban et al. [3] beschreiben eine Methode zur Ermittlung der Stirnstreuinduktivitäten eines Turbogenerators. Vorteil dieser Methode ist, dass kein exakter dreidimensionaler Verlauf der Wicklung benötigt wird. Da die Spule bzw. der Stab im Wickelkopfbereich eine Evolvente darstellt, welche durch die Abwicklung einer Geraden auf einem Kegel entsteht, kann dieses Verfahren sehr vorteilhaft sein, da in vielen Fällen keine exakte Stab- bzw. Spulengeometrie vorhanden ist.

Kim et al. [4] präsentieren eine weitere Methode, welche die Berechnung der elektromagnetischen Kraftverteilung im Wickelkopfbereich ermöglicht. Stermecki et al. [5], [6] entwickeln eine neuartige Methode, welche im Gegensatz zu den oben genannten Methoden die Rotorerregung (rotierendes Rotor Magnetfeld) im Frequenzbereich berücksichtigt. Des Weiteren analysieren sie in ihrer Arbeit den Einfluss der Wirbelströme im Bereich der Druckfinger/Druckplatte. Stermecki et al. [7] präsentieren des Weiteren eine Näherungsmethode, welche Anfangsbedingungen für die transiente Zeitschrittmethode im Frequenzbereich ermitteln. Diese Methode beschleunigt die numerische Berechnung nicht unwesentlich. Diese in [5], [6] und [7] beschriebenen Methoden werden im Zuge dieser Dissertation zur Berechnung der elektromagnetischen Kräfte von Dr. Stermecki herangezogen.

Betrachtet man die Strukturmechanik des Wickelkopfes, so gilt es ein passendes Modell zu finden, welches sowohl die Steifigkeit als auch die Massen des Systems ausreichend genau repräsentiert. Die Wicklung des Stators ist im Wickelkopfbereich auskragend wodurch die Schwingungsamplituden in diesem Bereich besonders hoch sind. Um diese so gering wie möglich zu halten, wird der Wickelkopf durch diverse Maßnahmen abgestützt. Herkömmliche Maßnahmen zur Wickelkopfabstützung sind Stützringe, welche den Wickelkopf radial abstützen, Distanzringe welche die Oberstäbe gegen die Unterstäbe abstützen sowie Distanzstücke, welche die Distanz von einem Stab zum Nächsten

konstant halten und somit den Wickelkopf in tangentialer Richtung versteifen. In manchen Fällen werden die Stützringe zusätzlich durch sogenannte Konsolen, welche an der Druckplatte montiert sind, radial gestützt. Die Lage der Eigenfrequenzen ist stark von den oben genannten Versteifungsmaßnahmen abhängig. Da der Betrieb der Maschine in der Nähe einer Eigenfrequenz zu exorbitant großen Amplituden führen kann, ist es von Vorteil über die Auswirkung dieser Versteifungsmaßnahmen Bescheid zu wissen. Der Grad der Versteifung hat aber nicht nur Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen, sondern auch auf die Schwingungsamplituden im Nennbetrieb bzw. in Störfällen. Der Einfluss diverser Versteifungen wird in dieser Arbeit anhand von numerischen Parameterstudien ermittelt. Die folgenden Publikationen beschäftigen sich unter anderem mit dem strukturmechanischen Verhalten von Stator- Wickelköpfen.

Lin et al. [8] weisen auf die hohe erforderliche Rechnerleistung bei Berücksichtigung sämtlicher Versteifungen im Zuge der FEM Analyse hin. In ihrer Arbeit veröffentlichen Lin et al. die numerische Analyse einer Induktionsmaschine. Sowohl die elektromagnetische, als auch die strukturdynamische Analyse basieren auf der Methode der Finiten Elemente. Wie Lang et al. [9] evaluieren auch Lin et al. [8] die berechneten Moden mittels experimenteller Modalanalyse (Anschlagversuch) und der Verwendung von faseroptischen Beschleunigungsaufnehmern (FOA's). Die Schwingungsamplituden im stationären Lauf werden ebenfalls im Zuge eines Prüflaufes mit faseroptischen Beschleunigungsaufnehmern (FOA's) gemessen und den berechneten Amplituden gegenüber gestellt. Des Weiteren zeigen Lin et al. [8], dass die berechnete maximale von Mises Vergleichsspannung im stationären Lauf sehr klein im Vergleich zur Streckgrenze des verwendeten Kupfers ist.

Merkhouf et al. [10] widmen sich ebenfalls diesem Thema und untermauern die Aussage von Lin et al. [8] bezüglich der Sicherheit gegen das Fließen im Kupfer. Sie führen eine transiente Analyse auf Basis der Methode der Finiten Elemente durch, in der sie einen Stoßkurzschluss simulieren. Während eines Stoßkurzschlusses erreichen die Kräfte das 16 bis 225 fache von ihrem nominellen Wert. Grund dafür ist der erhöhte Kurzschlussstrom während eines Stoßkurzschlusses, welcher das 4- bis 15- fache seines ursprünglichen Wertes erreicht. Die daraus resultierenden Kräfte steigen mit dem Quadrat des Stromes. Die Auswertung der von Mises Vergleichsspannung zeigt, dass diese auch im Falle eines Stoßkurzschlusses unter der Streckgrenze des Kupfers bleibt.

Janßen und Seinisch [11] setzten sich mit der Optimierung der Wickelkopf- Versteifung auseinander. Der Berechnung der elektromagnetischen Kräfte wird das Biot- Savartsche Gesetz zugrunde gelegt. Es stellt sich zunächst heraus, dass der Kraftverlauf für jeden Pol identisch ist, sich also  $2p$  mal wiederholt. In dieser Arbeit wird jeder Leiterstab in 20 Abschnitte gleicher Länge diskretisiert. Die Berechnung der Kraft erfolgt für jedes Element. Es werden nur Tangential- und Radialkräfte berechnet. Im Vergleich der Maximalkräfte fällt auf, dass die maximalen Tangentialkräfte doppelt so groß sind wie die maximalen Radialkräfte. Des Weiteren wird in dieser Arbeit auf die optimale axiale Positionierung der Distanzstücke, welche die Stäbe des Wickelkopfs in tangentialer Richtung abstützen, eingegangen. Dazu muss eine maximal zulässige Biegespannung der Stäbe definiert werden. Von dieser ausgehend kann dann die axiale Position der ersten Reihe von Distanzstücken festgelegt werden. Diese Auslegung ist von großer Bedeutung, da hier die Stützringe bandagiert werden können, welche den Wickelkopf radial versteifen sollen.

Den Bandagen zur Koppelung von Stützringen mit den Statorstäben widmen sich Yoshihiko et al. [12]. Sie modellieren diese Bandagen mit Beam- Elementen und evaluieren diese Methode durch einen Vergleich der berechneten mit den gemessenen Eigenfrequenzen. Die Ringe sowie Stäbe werden mit Solid Elementen modelliert. Diese Methode hat neben der erhöhten Anzahl an

Freiheitsgraden folgendes Problem: Beam Elemente haben pro Knoten sechs Freiheitsgrade, während Solid Elemente nur über drei Freiheitsgrade pro Knoten verfügen. Das hat zur Folge, dass Momente vom Beam Element nicht auf das Solid Element übertragen werden können, was wiederum zu einem Verlust der Struktursteifigkeit und letztendlich zu Eigenfrequenzen, die zu tief sind führt. Das spiegelt auch der von Yoshihiko et al. [12] durchgeführte Vergleich von Rechnung und Messung wieder.

Senske et al. [13] beschäftigen sich mit der Berechnung des elektromechanischen Verhaltens von Wickelköpfen in Turbogeneratoren durch die Anwendung eines 3D- FEM Modells und gehen speziell auf die mechanische Modellierung der Stator Stäbe und der Bandagen ein. Ein Stator Stab setzt sich aus einer Vielzahl von Einzelkomponenten mit unterschiedlichen Materialeigenschaften zusammen (Teilleiter, Lackschicht, Isolation) und weist daher ein orthotropes Materialverhalten auf (Siehe auch [14]). Ein Stator Stab kann aus einer Vielzahl von Teilleitern bestehen. Um diesen Aufbau exakt zu modellieren würde man eine unrealistisch hohe Anzahl an Elementen benötigen, was wiederum enorme Rechnerleistung erfordern würde. Um dies zu umgehen, wird ein verschmiertes Modell des Stabes herangezogen, dessen Werkstoffparameter via 4- Punkt- Biegeversuch und experimenteller Modalanalyse ermittelt werden. (Siehe auch [15]). Des Weiteren wurde die Steifigkeit der Bandagen mittels Reißprobe an einem hydraulischen Prüfstand sowohl statisch als auch dynamisch untersucht. Die Ergebnisse dieser Untersuchung zeigen, dass diese Bandagen im Vergleich zum Stator Stab sehr weich sind (Steifigkeit < 25N/m). Im Zuge dieser Untersuchungen wurde auch auf den Temperatureinfluss eingegangen, indem die Messungen bei 25°C sowie bei 80°C durchgeführt wurden. Die Steifigkeit der Bandagen ist demnach stark Temperatur abhängig.

Drubel et al. [16] analysieren auf Basis der Erkenntnisse aus [13] die Verformung der Wickelköpfe von verschiedenen Turbogeneratoren unter dem oben genannten Temperatureinfluss. Die Analyse ergibt eine Variation der Eigenfrequenzen der untersuchten Maschinen von bis zu 25 Prozent. Des Weiteren wird ein Vergleich zweier Maschinen im Hinblick auf einen 3-poligen Klemmenkurzschluss durchgeführt. Eine Maschine ist mit den üblichen Wickelkopfabstützungen (Stützring, Distanzstück, etc.) modelliert, die Vergleichsmaschine ist ohne jegliche Wickelkopfabstützung modelliert. Diese Analyse zeigt Abweichungen in den Amplituden von 40 bis 90 Prozent.

Humer et al. [17] untersuchen das Schwingungsverhalten von Ständerwickelköpfen von Turbogeneratoren und analysieren verschiedene Betriebszustände bzw. Störfälle. Als Basis dient ein vereinfachtes FEM- Modell, welches zur Vereinfachung keine Bandagen berücksichtigt. Die orthotropen Stäbe werden auch hier verschmiert modelliert. Die Berechnung der elektromagnetischen Kräfte basiert auf dem Gesetz von Biot- Savart. Die Analyse der Betriebszustände bzw. Störfälle zeigt, dass in den meisten Fällen eine gute Übereinstimmung zwischen dem Quadrat der Ströme und der Maximalkraft zu erkennen ist. Bei genauerer Betrachtung erkennt man, dass die 1- polige Kurzunterbrechung bzw. die Netzzuschaltung mit einem Fehlwinkel von 20° die geringsten Belastungen für die Maschine darstellen. Hingegen stellt die 180°- Fehlsynchronisation die größte Belastung für die Maschine dar.

Lang et al. [9] analysieren die Wickelkopfschwingungen 4- poliger Synchrongeneratoren bis zu einem Leistungsbereich von 40 MVA sowohl numerisch als auch messtechnisch im Betriebs- und Störfall. Sie verwenden sowohl zur Berechnung der auftretenden elektromagnetischen Kräfte als auch zur Berechnung des hervorgerufenen Magnetfeldes eine  $T, \Phi$ -  $\Phi$ - Formulierung. Die Methode zur Berücksichtigung des rotierenden Rotormagnetfeldes (Rotorerregung) im Frequenzbereich, welche von Stermecki et al. [5] publiziert wurde, wird auch hier zur Berechnung der elektromagnetischen Kräfte herangezogen. Diese Kräfte werden auf das strukturmechanische Modell

aufgeprägt. Die Betriebsschwingung wird mittels harmonischer Antwort Analyse im Frequenzbereich ermittelt. Störfälle werden mittels Zeitschrittverfahren (transient) berechnet. Das strukturdynamische Modell wird mittels experimenteller Modalanalyse (Anschlagversuch) evaluiert. Die Messung der Schwingungsamplituden erfolgt mittels faseroptischer Beschleunigungs- Sensoren (FOA's). Die numerisch ermittelten Verformungen (sowohl modal als auch harmonisch und transient) werden mit den Messergebnissen aus experimenteller Modalanalyse, stationärem Lauf und Kurzschlussläufen evaluiert. Sowohl die Messung der Betriebsschwingungen als auch jene im Störfall (drei- poliger Klemmenkurzschluss) zeigen, dass der radialen Mode vierter Ordnung (acht Knoten) die größte Bedeutung zukommt.

Grüning [18] beschäftigt sich in seiner Dissertation ebenfalls mit dem elektromechanischen Verhalten von Ständerwickelköpfen großer Turbogeneratoren. Der Schwerpunkt seiner Forschungsaktivität liegt jedoch zum größten Teil auf der elektromagnetischen Seite. Er berechnet die elektromagnetischen Kräfte in Kurzschlüssen mit dem Gesetz von Biot- Sarvart und der sogenannten Spiegelleitermethode. Zu guter Letzt verwendet er ein grobes, mechanisches FE-Modell, an welchem er die Antwort der Struktur auf die von ihm berechneten elektromagnetischen Kräfte untersucht.

Narayanan et al. [19] publizieren eine analytische Methode um die Torsionssteifigkeit des Stator-Wickelkopfes zu ermitteln, indem sie einen analytischen Ansatz zur Berechnung der Steifigkeit eines einzelnen Stabes entwickeln. Versteifungsmaßnahmen wie Stützringe, Distanzstücke etc. werden nicht berücksichtigt. Die freien Schwingungen des Stator- Wickelkopfes werden mittels Transfer Matrix Methode analysiert und verwenden die Steifigkeiten, welche in dieser Publikation veröffentlicht sind. Die Eigenfrequenzen des Einzelstabes werden mittels experimenteller Modalanalyse ermittelt. Diese stimmten gut mit den analytisch berechneten Frequenzen überein.

Ein vollständig parametrisiert- generiertes FE- Modell zur Berechnung des dynamischen Verhaltens des Stator- Wickelkopfes (modal, harmonisch und transient), wie es in dieser Arbeit beschrieben ist, ist in der Literatur noch nicht zu finden. Die vollständige Parametrisierung ermöglicht die Untersuchung des Einflusses diverser Maßnahmen zur Versteifung des Wickelkopfes sowohl im stationären Betrieb als auch im Störfall (Kurzschluss). Untersuchungen dieser Art sind in der Literatur noch nicht zu finden.

### 3 Grundlagen des Generators

Elektrische Maschinen in Form von Generatoren liefern mit Ausnahme der Photovoltaik praktisch die gesamte elektrische Energie für die Elektroenergieversorgung und die meisten lokalen Netze. Etwa die Hälfte dieser Elektroenergie wird mit Hilfe von elektrischen Maschinen in Form von Motoren wieder in mechanische Energie gewandelt, wobei ihr Spannungsniveau während des Transportes mehrfach durch Transformatoren umgeformt wird. Die elektrische Maschine spielt deshalb in weiten Bereichen der Wirtschaft eine bedeutsame Rolle [20]. In diesem Kapitel soll die Einteilung von Generatoren anhand des Produktportfolios der ANDRITZ HYDRO sowie der prinzipielle Aufbau der Maschine erläutert werden. Weiters wird der Aufbau des Stator-Wickelpfades und dessen Komponenten detailliert erklärt, da der Fokus dieser Dissertation auf diesem strukturdynamisch komplexen Part der Maschine gerichtet ist.

#### 3.1 Einteilung der Generatoren

Generatoren können nach verschiedenen Gesichtspunkten unterteilt werden. Diese Arbeit wird in enger Zusammenarbeit mit ANDRITZ HYDRO durchgeführt, weswegen die Einteilung der Generatoren in Abbildung 3-1 in Anlehnung an deren Nomenklatur vorgenommen und speziell auf den Synchrongenerator eingegangen wird.

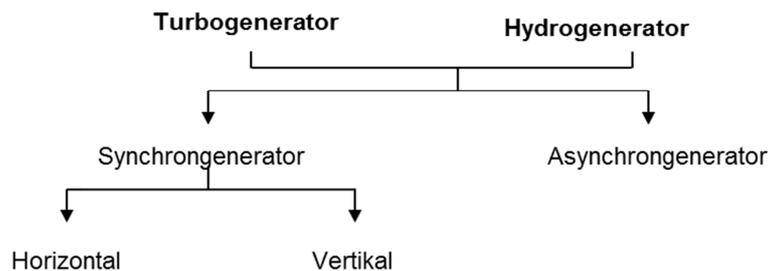


Abbildung 3-1 Einteilung der Generatoren (Nomenklatur entsprechend ANDRITZ HYDRO) [21]

##### 3.1.1 Synchrongenerator

Synchrongeneratoren sind in der gesamten Elektroenergieerzeugung unentbehrlich und bilden somit die Grundlage der Energieversorgung. Sie kommen in thermischen Kraftwerken kombiniert mit Dampf- oder Gasturbinen zum Einsatz. Hier werden sie als zweipolige- bzw. bei sehr großen Leistungen auch als vierpolige Vollpolmaschinen (siehe Abbildung 3-2 a), sog. Turbogeneratoren, ausgeführt. Die Anzahl der Pole bestimmt in Zusammenhang mit der Drehzahl die Frequenz der generierten Spannung gemäß der Formel

$$f = p * n$$

- mit  $f$ .. Frequenz der Ausgangsspannung
- $p$ .. Anzahl der Pole
- $n$ .. Drehzahl des Läufers.

Durch die Anzahl der Pole und die vorgegebene Netzfrequenz von 50 – Hz erhält man somit in thermischen Kraftwerken in der Regel Nenndrehzahlen von  $1500 \text{ min}^{-1}$  (vier Pole) bzw.  $3000 \text{ min}^{-1}$  (2 Pole). Hier sei angemerkt, dass der Wirkungsgrad der Turbinen mit steigender Drehzahl steigt. Die Turbinen von Wasserkraftwerken laufen mit niedrigeren Drehzahlen als thermische Turbinen (Dampfturbinen, Gasturbinen). Deshalb werden diese Maschinen auch Langsam- Läufer genannt. Aufgrund der niedrigen Drehzahlen ist der Einsatz hochpoliger Maschinen erforderlich um die geforderte Netzfrequenz (50/60Hz) zu gewährleisten. Diese Generatoren werden in der Regel mit ausgeprägten Polen als sogenannte Schenkelpolmaschinen wie in Abbildung 3-2 b) dargestellt, realisiert [22].

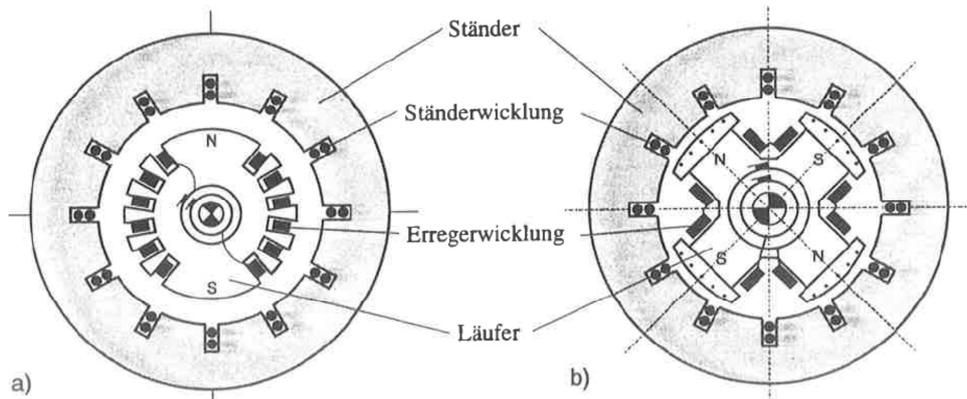


Abbildung 3-2 a) Vollpolmaschine, b) Schenkelpolmaschine [21]

### 3.1.2 Asynchrongenerator

Asynchronmaschinen sind im Aufbau wesentlich einfacher und können selbständig aus dem Stillstand hochgefahren werden [1]. Da der Fokus dieser Arbeit auf Synchrongeneratoren gerichtet ist, wird der Asynchrongenerator nicht näher beschrieben.

## 3.2 Aufbau Synchrongenerator

Abbildung 3-3 zeigt schematisch den Aufbau eines Synchron- Turbogenerators. Hierbei handelt es sich um einen Vollpolgenerator (Turbogenerator) was an der schlanken Bauweise und an der Rotorform bzw. den fehlenden Schenkelpolen zu erkennen ist. Um Wirbelströme zu vermeiden wird der Stator- Körper aus geschichteten, isolierten Blechen aufgebaut, was ihm den Namen Stator- Blechpaket verleiht. In diese Bleche werden über den Umfang verteilt Nuten gestanzt, in welche die stromführende Stator- Wicklung eingelegt wird. An den Enden des Stator- Blechpaketes kragen die stromführenden Stator- Stäbe aus dem Stator- Blechpaket frei aus. Dieser Bereich wird Stator- Wickelkopf bezeichnet. Der Rotor trägt die Rotorwicklung (siehe Abbildung 3-3). Durch die Drehung des Rotors kommt es zu einem umlaufenden, magnetischen Gleichfeld. Wasserkraftgeneratoren werden als Schenkelpolmaschinen ausgeführt und haben daher ausgeprägte Pole (Polschuhe). Der Rotorkörper besteht aus einem Schmiedestück bzw. bei sehr großen Rotoren wird er aus mehreren Schmiedestücken zusammengesetzt. In der Regel werden diese Rotorkörper aus Molybdän- Chrom- Nickel Stähle hergestellt, da diese Stähle sehr hohe mechanische Festigkeiten aufweisen.

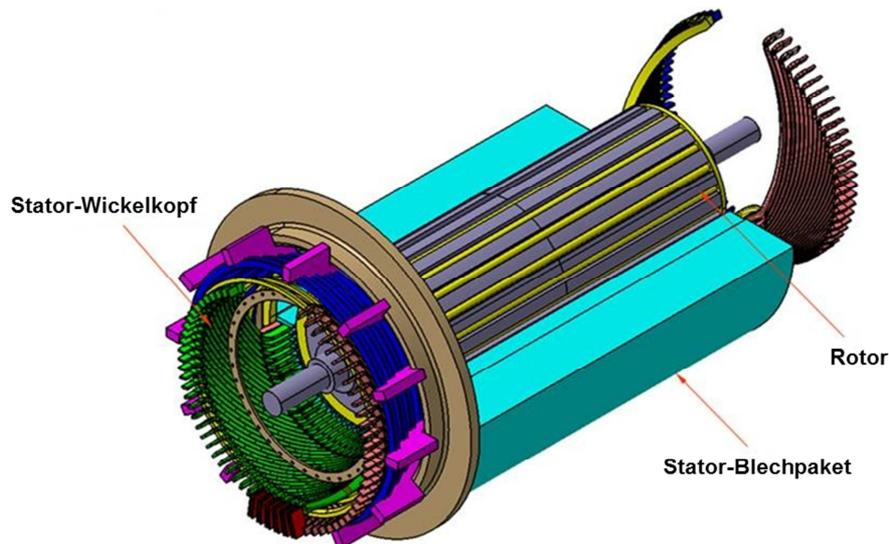


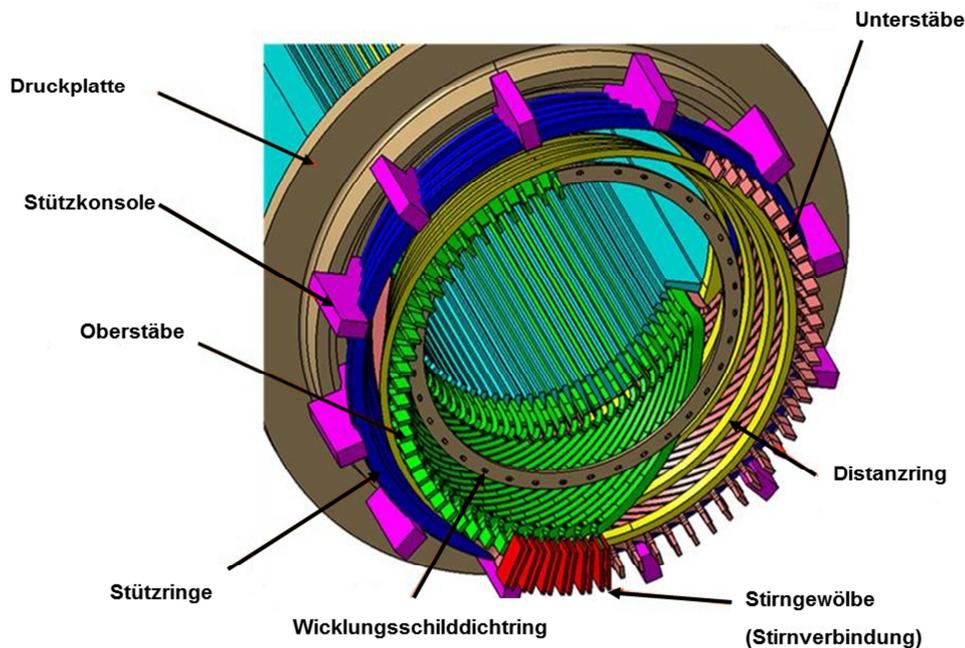
Abbildung 3-3 Aufbau eines Synchrongenerators (Vollpolmaschine)

### Aufbau Stator- Wickelkopf

Grundsätzlich wird zwischen dem turbinenseitigen- und dem kollektorseitigen Wickelkopf unterschieden. Diese Arbeit beschränkt sich auf den turbinenseitigen Wickelkopf. Dieser unterscheidet sich vom kollektorseitigen Wickelkopf dahingehend, dass ihm die Stromausleitungen fehlen. Die Berechnungen in dieser Arbeit wurden ausschließlich ohne Berücksichtigung dieser Stromausleitungen durchgeführt. Aufgrund der beträchtlichen Masse dieser Ausleitungen sind sämtliche, in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen nur für die turbinenseitigen Wickelköpfe repräsentativ.

Die stromführenden Stator- Stäbe kragen im Bereich des Wickelkopfes aus dem Blechpaket frei aus. Aus diesem Grund treten hier und nicht an den fix eingebauten Stäben im Stator, maximale Schwingungsamplituden auf. Diese können die Stabisolation beschädigen, was letztlich zu Teilentladungen führt (vgl. Kapitel 3.3). Um die Schwingungsamplituden gering zu halten, kommen diverse Versteifungsmaßnahmen wie Stützringe, Distanzringe, Stirngewölbe etc. (siehe Abbildung 3-4) zum Einsatz. Die Stützringe, welche an den Stützkonsolen montiert sind, versteifen das System in radialer Richtung. Distanzringe halten den Abstand zwischen Ober- und Unterstab und tragen somit ebenfalls zur Versteifung des Systems bei. Hier ist noch anzumerken, dass Distanzringe sowohl bei Wasserkraft Generatoren als auch bei Turbo Generatoren zum Einsatz kommen, jedoch unterschiedliche Materialien verwendet werden. Bei Wasserkraftgeneratoren wird ein Gewebeslauch, welchem ein thermohärtendes Harz injiziert wird, verwendet. Bei Turbo Generatoren wird massives Hartgewebe verwendet. Im Stirnbereich (siehe Abbildung 3-4) werden die Oberstäbe mit den zugehörigen Unterstäben verlötet. Dadurch ergibt sich eine durchgehende, stromdurchflossene Leiterschleife. Keile aus Hartgewebe, welche über den Umfang im Stirnbereich zwischen den aufeinander folgenden, verlöteten Stäben montiert werden, bilden das sogenannte Stirngewölbe, welches die Steifigkeit des Wickelkopfes erheblich erhöht. Diese Versteifungsmaßnahme wird nur bei Turbogeneratoren angewendet. Hydrogeneratoren weisen kein Stirngewölbe auf. Grund dafür ist die deutlich kürzere axiale Länge des Wickelkopfes bei Wasserkraft- Generatoren. Dadurch sind die Schwingungsamplituden im Stirnbereich naturgemäß etwas kleiner und die Notwendigkeit eines Stirngewölbes nicht vorhanden. Hier sei am Rande erwähnt, dass die auskragende Länge des Wickelkopfes Einfluss auf die durch sogenannte

Stirnstreufelder hervorgerufenen Verluste hat. Mit zunehmender Länge nehmen die Stirnstreuungen und damit die Verluste zu [22]. Um den Abstand zwischen den einzelnen Stäben in Umfangsrichtung konstant zu halten, werden sogenannte Distanzstücke, welche aus einem thermohärtenden Filz bestehen, mittels Bandagen montiert. Im Bereich der Phasenübergänge (Übergang von einem Phasenstrang zum Nächsten) werden aufgrund der hohen Stromkräfte Distanzstücke mit einem Hartgewebekern verwendet. Der sogenannte Wicklungsschilddichtring hat die Aufgabe das Wicklungsschild zu tragen und trägt nur begrenzt zur Steifigkeit des Systems bei.



**Abbildung 3-4 Aufbau des Stator- Wickelkopfes**

Trotz diverser Versteifungsmaßnahmen stellt der Wickelkopf ein sehr komplexes, schwingungsfähiges System dar. Dabei überwiegen Schwingungen mit doppelter Netzfrequenz in axial-radialer Richtung, angeregt durch Stromkräfte. Im Störfall erreichen die auftretenden transienten Stromkräfte ein Vielfaches der Werte, die im Nennbetrieb auftreten. Die Folge von Dauerschwingungsbelastungen im Nennbetrieb ist eine Abnutzung der Isolation, die sich durch Reibstaubentwicklung zeigt und zu Teilentladungen führt. Überhöhte transiente Wechselkräfte im Störfall können sogar zu Materialriss/-brüchen führen, welche den Totalausfall der Maschinen zur Folge haben. Um solche Schäden (siehe Kapitel 3.3) am Wickelkopf zu vermeiden, müssen diese Schwingungen beherrscht werden, was Motivation der vorliegenden Arbeit ist. Letztlich muss noch erwähnt werden, dass sich der prinzipielle Aufbau des Wickelkopfes von Turbo- und Hydro-Generatoren im Wesentlichen durch das Stirngewölbe und die teilweise Verwendung anderer Materialien unterscheidet. In der vorliegenden Arbeit wird ein Berechnungstool entwickelt, welches sowohl für die Berechnung von Wasserkraft- als auch Turbo- Generatoren herangezogen werden kann. Die Messungen sämtlicher Materialparameter wurden bis dato für einen zweipoligen Turbogenerator durchgeführt weshalb im Zuge dieser Dissertation ein solcher untersucht wird. Im Zuge einer vom Autor betreuten Diplomarbeit [23] wurde auf die FE- Modellierung des Wasserkraft-Generators eingegangen und das Berechnungstool bzgl. der genannten Unterschiede erweitert.

### 3.3 Schadensfälle bei Stator- Wickelköpfen

Im Vergleich zu anderen Bauteilen des Generators, unterliegt der Stator- Wickelkopf aufgrund seiner konstruktiv bedingten geringen Steifigkeit den größten Schwingungsamplituden. Im Falle eines Stoßkurzschlusses können die Schwingungsamplituden mehrere Millimeter erreichen. Stator- Wickelköpfe werden im Nennbetrieb durch ein rotierendes Kraftfeld zu Schwingungen angeregt. Die Erregerkräfte elektromagnetischer Natur sind direkt proportional dem Quadrat des Stromes. In Störfällen erreicht der Wert des Stromes das 4- bis 15- fache des Nennstromes. Die Erregerkräfte erreichen somit das 16- bis 225- fache ihres Wertes im Nennbetrieb [10]. Abbildung 3-5 gibt einen Überblick über diverse Störfälle in einem ausgewählten Netz.

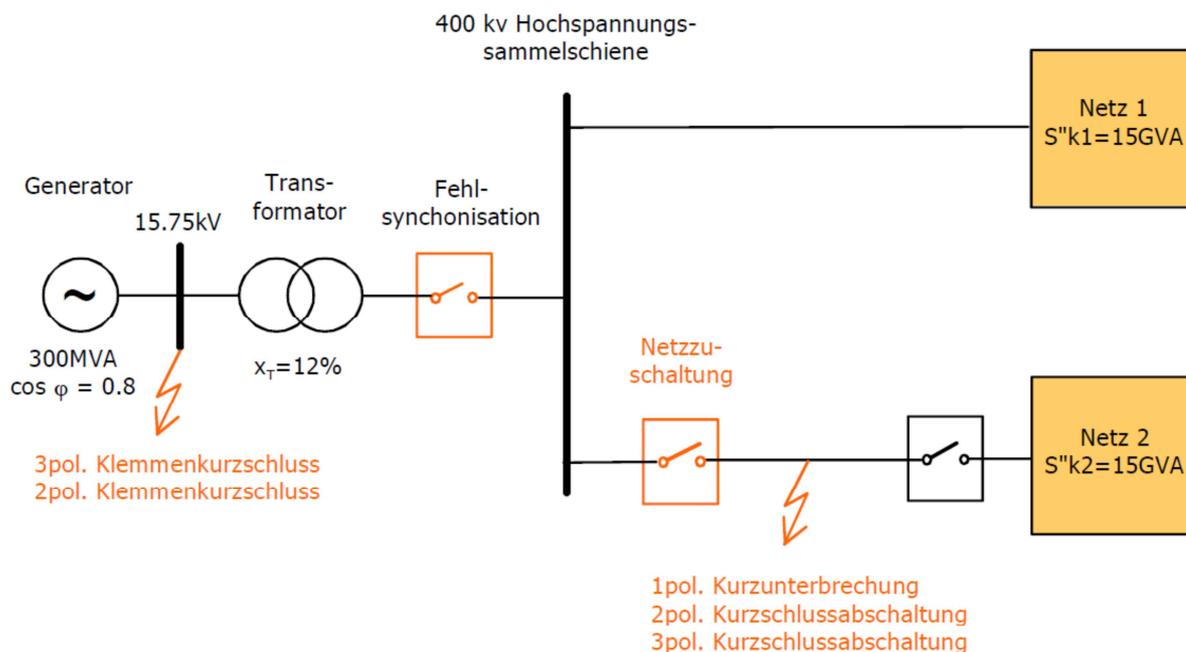
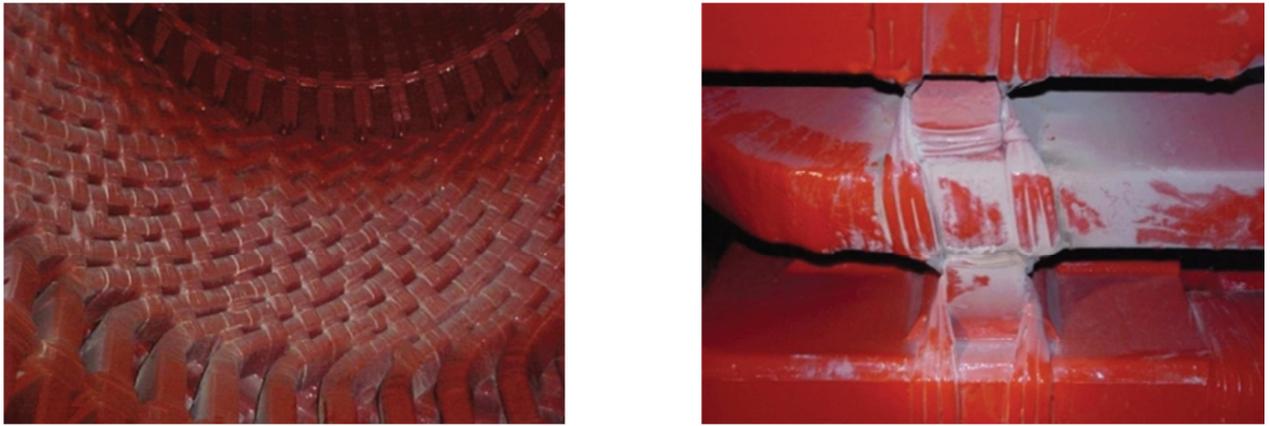


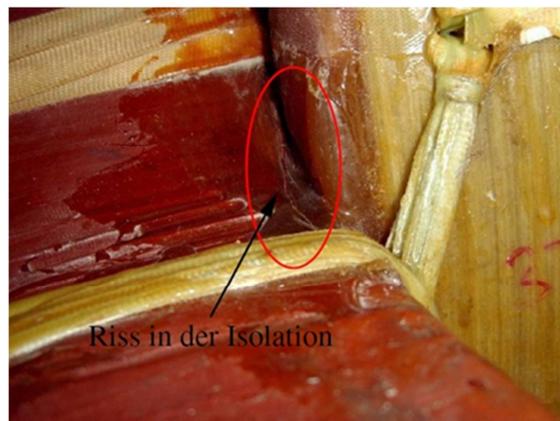
Abbildung 3-5 Netzmodell- Elektrische Störfälle [17]

Untersuchungen von M. Humer et al. [17] ergaben, dass die maximalen Verformungen und Spannungen bei einer 180°- Fehlsynchronisation im Bereich der Stirnverbindung hervorgerufen wurden. Unter einer Fehlsynchronisation wird ein fehlerhaftes Zuschalten des Generators an das Netz verstanden. Gemäß den Synchronisierungsbedingungen müssen Amplitude, Frequenz und Phasenlage der sinusförmigen Spannung in der Maschine und im Netz übereinstimmen [20]. Bei einer Fehlsynchronisation wird mindestens eine der Synchronisierungsbedingungen nicht ordnungsgemäß erfüllt. Ähnlich große Verformungen traten beim dreipoligen Klemmenkurzschluss auf. Die maximalen Bandagen- Kräfte wurden beim zweipoligen Klemmenkurzschluss festgestellt. Diese Szenarien, hervorgerufen durch Kurzschlüsse oder Fehlsynchronisationen führen zur Lockerung des gesamten Wickelkopfverbandes, was wiederum eine Erhöhung der Schwingungsamplituden mit sich bringt. Erhöhte Schwingungsamplituden führen zu Relativbewegungen unter den Bauteilen was zu unerwünschtem Abrieb der Isolation führt. In Folge dessen kommt es zu Reibstaubbildung, was zu Teilentladungen und Kurzschlüssen führt und in letzter Konsequenz den Totalausfall der Maschine zu Folge hat. Brügger [24] beschreibt in seiner Dissertation das Alterungsverhalten der Isolation in Folge von starker Lastwechseldynamik.



**Abbildung 3-6 Reibstaubbildung, hervorgerufen durch erhöhte Schwingungsamplituden**

Abbildung 3-6 zeigt die Reibstaubbildung im Bereich des Wickelkopfes zufolge großer Schwingungsamplituden. In manchen Fällen kann es sogar zu einem Riss in der Isolation kommen, was in Abbildung 3-7 zu sehen ist. Des Weiteren steigt mit der Erhöhung der Schwingungsamplituden auch die Schallemission der Maschine.



**Abbildung 3-7 Riss in der Isolation**

Es ist Stand der Technik, diese Schwingungen via Monitoring Systeme zu überwachen. Viele dieser Schäden werden im Zuge kostenintensiver Revisionen festgestellt. Ein erhöhtes Schwingungsniveau weist auf einen Schaden im Betrieb hin. Diesen Sachverhalt machen sich Monitoring Systeme zu Nutze um bereits während des Betriebs Schäden frühzeitig zu erkennen und gegebenenfalls reagieren zu können [17].

## 4 Theoretische Grundlagen

Um Schädigungen am Stator- Wickelkopf, wie sie in Kapitel 3.3 beschrieben sind, zu verhindern bzw. zu minimieren, muss das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes schon in der Entwurfsphase untersucht werden. Monitoring Systeme stellen Schädigungen erst im Betrieb fest. Anhand der Methode der Finiten Elemente ist schon während der Entwurfphase die Möglichkeit gegeben, den Wickelkopf zu diskretisieren und mit dynamischen Kräften zu beaufschlagen, sodass das reale Schwingungsverhalten gemäß der Theorie der Strukturodynamik simuliert werden kann. So können z.B. stark überhöhte Amplituden oder Eigenfrequenzen nahe der Nennfrequenz frühzeitig entdeckt und konstruktiv vermieden werden. In diesem Kapitel werden die zu Grunde gelegten Theorien näher erläutert. Alle, in dieser Arbeit durchgeführten FE- Untersuchungen basieren auf der Theorie der Strukturodynamik. In Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** werden die Grundlagen der Finiten Elemente Rechnung (FE- Rechnung) anhand einfacher Beispiele wie dem Einmassenschwinger oder einem eindimensionalen Stabelement erklärt. Des Weiteren werden in diesem Kapitel die Theorien hinter den durchgeführten strukturdynamischen FE- Analysen (Modalanalyse, harmonische Analyse) beschrieben. Die experimentelle Modalanalyse, mit welcher die FE- Modalanalyse evaluiert wurde, wird ebenfalls erläutert. In Kapitel 4.6 wird auf den komplexen Aufbau des Stator Stabes und dessen orthotropes Materialverhalten eingegangen. Zu guter Letzt werden in Kapitel 4.7 die relevanten elektromagnetischen Grundlagen, welche für die Berechnung der Elektromagnetik erforderlich sind, näher gebracht.

### 4.1 Finite Elemente Rechnung [25]

Die Methode der Finiten Elemente (FEM) basiert auf der Einteilung eines beliebigen Körpers in Teilgebiete. Für diese Teilgebiete werden Ansatzfunktionen gebildet. Diese Ansatzfunktionen schließen an den Übergängen von einem Element zum nächsten kontinuierlich an [26]. Die Näherungsfunktion für das Gesamtgebiet setzt sich aus den Lösungsansätzen der Teilgebiete zusammen. Die Teilgebiete werden als Elemente bezeichnet. Die Verbindungsstellen, an denen die Elemente mit den Nachbarelementen verbunden sind, werden als Knoten bezeichnet. Die Freiheitsgrade in der Festigkeitsberechnung sind die Knotenverschiebungen. Pro Knoten treten bis zu sechs Freiheitsgrade auf: drei Verschiebungen in den drei Koordinatenrichtungen und drei Verdrehungen um die drei Koordinatenachsen. Letztlich führt die Methode der finiten Elemente auf die Lösung einer Differentialgleichung in Matrizenform. Im Folgenden soll die Methode an einem Stabelement (vgl. Abbildung 4-2) erklärt werden.

#### **Bewegungsgleichung in Matrizenform**

Abbildung 4-1 zeigt schematisch einen Einmassenschwinger. Er besteht aus einer Masse  $m$ , einer Feder mit der Federkonstante  $k$  und einem Dämpfer mit der Dämpfungskonstante  $d$ . Die Bewegungsgleichung für einen Einmassenschwinger kann, wie aus der Maschinendynamik bekannt, wie in Formel (4.1) angeschrieben werden.

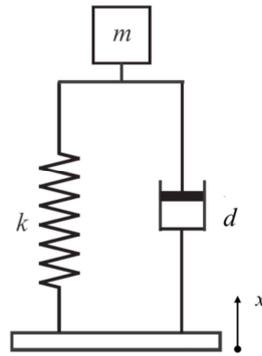


Abbildung 4-1 Einmassenschwinger

$$m \cdot \ddot{x} = \sum F_i \quad (4.1)$$

Setzt man für die äußeren Kräfte, eine der Auslenkung  $u$  proportionale Federkraft  $-k \cdot x$  ein und vernachlässigt zunächst die Dämpfung, so erhält man die Bewegungsgleichung (4.2) eines einfachen schwingungsfähigen Systems. Die Dämpfungskräfte werden vorerst beabsichtigt noch außer Acht gelassen. Auf sie wird aber in Kapitel 4.5 noch eingegangen.

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (4.2)$$

Die beiden Terme beschreiben die Massenkraft und die Federkraft des Systems. Diese Formel gilt nur für eine Punktmasse, also wenn alle Kräfte im Schwerpunkt wirken. Um auch komplexe Geometrien als schwingungsfähige Systeme betrachten zu können, muss man das System der Punktmasse erweitern und durch ein zumindest eindimensional ausgedehntes Element ersetzen. Zur Erklärung soll das Stabelement in Abbildung 4-2 dienen, welches man sich als einen, zwischen zwei Knoten aufgespannten Zug- Druckstab vorstellen kann.

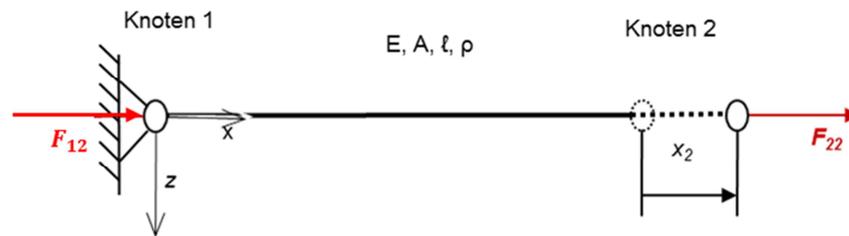


Abbildung 4-2 Eindimensionales Stabelement

Soll dieser Stab beschrieben werden, so müssen zumindest die Zustände in allen beiden Knoten berücksichtigt werden. Die Knoten sind aber durch das elastische Element gekoppelt. Die

Kraftwirkungen in den Knoten sind somit abhängig voneinander. Abbildung 4-3 zeigt die am freigeschnittenen Stabelement wirkenden Kräfte infolge einer Verschiebung.

*Anmerkung zur Indizierung der Kräfte:* Der erste Index beschreibt den Kraftangriffspunkt (Knotennummer). Der zweite Index beschreibt, infolge welcher Knoten- Verschiebung die Kraft zustande kommt.



**Abbildung 4-3 Verschiebung und Kraftwirkung**

Stellt man sich nun den Knoten 1 eingespannt vor und prägt dem Knoten 2 eine Verschiebung in positiver x-Richtung auf, so wirkt der Stab als Feder und es wirkt eine Kraft infolge der Verschiebung. Den Zusammenhang zwischen Kraft und Verschiebung, also der Steifigkeit des Zugstabes, errechnet man aus dem Hooke'schen Gesetz gemäß Gleichung (4.3).

(Annahme:  $l \gg x_2$ )

$$\sigma = E * \varepsilon = E \left( \frac{x_2}{\ell} \right) \quad (4.3)$$

$$\sigma = \frac{F_{22}}{A}$$

$$F_{22} = \left( \frac{E \cdot A}{\ell} \right) x_2$$

Gemäß dem Kräftegleichgewicht am Stabelement in Abbildung 4-3 folgt Gleichung (4.4):

$$F_{12} = -F_{22} = - \left( \frac{E \cdot A}{\ell} \right) x_2 \quad (4.4)$$

Die Knotenkräfte lassen sich auch infolge einer Verschiebung des Knoten 1 bei eingespannt gedachtem Knoten 2 gemäß Gleichung (4.5) ermitteln.

$$F_{21} = -\left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_1 \quad (4.5)$$

$$F_{11} = \left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_1$$

Bewegen sich beide Knoten, kann die Gesamtkraft ( $F_1$  und  $F_2$ ) durch Superposition von (4.4) und (4.5) zusammengefasst werden:

$$F_1 = F_{11} + F_{12} = \left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_1 - \left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_2 \quad (4.6)$$

$$F_2 = F_{21} + F_{22} = -\left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_1 + \left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) x_2 \quad (4.7)$$

Die Gleichungen (4.6) und (4.7) können in Matrizenform geschrieben werden:

$$\underline{F}_e = \underline{F}_{e1} + \underline{F}_{e2} = [\mathbf{K}_e] \cdot \underline{X}_e \quad (4.8)$$

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{11} + F_{12} \\ F_{21} + F_{22} \end{pmatrix} = \left(\frac{E \cdot A}{\ell}\right) \cdot \overbrace{\begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix}} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$$

Die erhaltene Steifigkeitsmatrix  $[\mathbf{K}_e]$  beschreibt nun die Steifigkeit eines Stabelements. Man kann aber noch die Struktur der Formel für die Federkraft  $F = k \cdot x$  erkennen. Wobei lediglich die Einzelkraft  $F$  durch den Kraftvektor  $\underline{F}_e$ , die Federsteifigkeit  $k$  durch die Steifigkeitsmatrix  $[\mathbf{K}_e]$  und die Verschiebung  $u$  durch den Verschiebungsvektor  $\underline{X}_e$  ersetzt wurden.

Bei einer Anordnung von zwei oder mehreren Stabelementen hintereinander, wirken in den Knoten zwischen den Elementen jeweils Kräfte beider Elemente. Durch das Verknüpfen der Matrizen werden die Kraftkomponenten gleichen Angriffspunktes (Knoten) zufolge gleicher Verschiebungen addiert. Dies erkennt man in der einfachen Steifigkeitsmatrix aus Abbildung 4-4 in den Diagonalelementen.

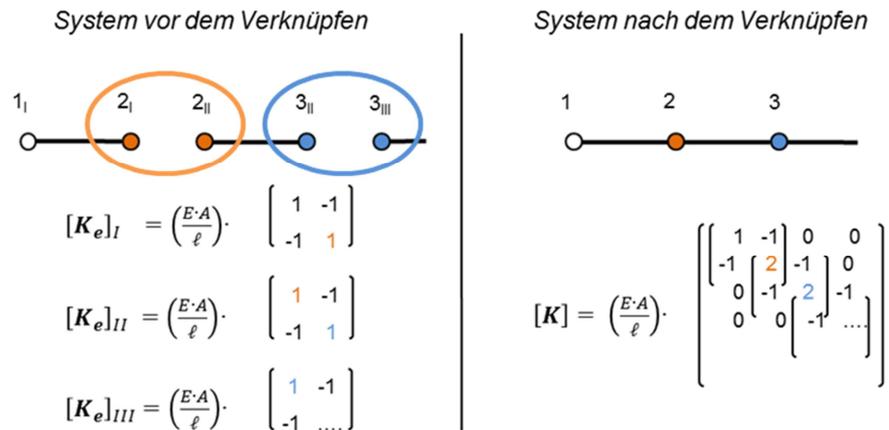


Abbildung 4-4 Verknüpfung der Elemente und Matrizen

Da sowohl der Eintrag in der zweiten Zeile und zweiten Spalte der ersten Elementsteifigkeitsmatrix  $[K_e]_I$ , als auch der erste Eintrag in der zweiten Elementsteifigkeitsmatrix  $[K]_{II}$  in Abbildung 4-4 eine Kraft im Knoten 2 zufolge einer Verschiebung im Knoten 2 beschreibt, können diese beiden Einträge in der gesamten Steifigkeitsmatrix  $[K]$  zusammengefasst werden. Beschreibt die Matrix mehrere Zustände pro Knoten, bestehen die zu verschachtelnden Einträge wiederum aus Matrizen. Analog kann bei den Massenkräften vorgegangen werden. Hier erhält man die Massenmatrix  $[M]$ , welche mit dem Beschleunigungsvektor  $\ddot{\underline{X}}$  multipliziert die Massenkräfte beschreibt. Es folgt aus der einfachen Bewegungsgleichung einer Punktmasse in Gleichung (4.9) eine Bewegungsgleichung in Matrizenform gemäß Gleichung (4.10) für die Methode der finiten Elemente.

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 0 \quad (4.9)$$

$$[M] \cdot \ddot{\underline{X}} + [K] \cdot \underline{X} = 0 \quad (4.10)$$

Optional bietet sich noch an, ein geschwindigkeitsproportionales Dämpfungsverhalten des Elementwerkstoffes in einer Dämpfungsmatrix  $[D]$  zu beschreiben. Multipliziert mit dem Geschwindigkeitsvektor  $\dot{\underline{X}}$  ergibt dies den Dämpfungskraftvektor welcher ggf. ebenfalls zur linken Seite der Gleichung addiert wird. Die linke Seite der Gleichung beschreibt nun alle im Element entstandenen Kräfte infolge einer Bewegung in den Knoten. Da in einem System aus finiten Elementen aber auch noch weitere externe Kräfte an den Knoten angreifen können, werden diese im Allgemeinen als äußerer Kraftvektor  $\underline{F}$  auf der rechten Seite der Bewegungsgleichung berücksichtigt. Schlussendlich kann man die allgemeine Bewegungsgleichung in Matrizenform gemäß Gleichung (4.11) schreiben.

$$[M] \cdot \ddot{\underline{X}} + [D] \cdot \dot{\underline{X}} + [K] \cdot \underline{X} = \underline{F} \quad (4.11)$$

## 4.2 Numerische Modalanalyse

Die Modalanalyse dient der Ermittlung der dynamischen Eigenschaften einer Struktur bzw. eines Systems von Massen und Steifigkeiten. Untersucht wird das freie Schwingungsverhalten ohne Einwirkung äußerer Kräfte. Sie ist die fundamentalste aller dynamischen Analysen und dient als Basis für weitere dynamische Untersuchungen wie z.B. harmonische Antwort Analysen nach der Modaltheorie (siehe Kapitel 4.4). Man unterscheidet prinzipiell zwischen der numerischen und der experimentellen Modalanalyse. Die experimentelle Modalanalyse welche in Kapitel 4.3 beschrieben wird, liefert neben den Eigenfrequenzen und Eigenformen modale Dämpfungswerte. Die numerische Modalanalyse liefert neben den Eigenfrequenzen und den Eigenformen zusätzlich modale Partizipationsfaktoren. Partizipationsfaktoren geben an, wie viel Prozent der Masse an der jeweiligen freien Schwingung teilnimmt. Das Wissen über die Lage der Eigenfrequenzen und deren Eigenformen erlaubt dem Ingenieur schwingungsarm zu konstruieren, indem Resonanz vermieden wird. In vielen Fällen ist eine Modalanalyse als dynamische Analyse ausreichend weil z.B. die Eigenfrequenzen nicht in der näheren Umgebung der Betriebsfrequenz liegen oder die Erregerkraft orthogonal zur Eigenform ausgerichtet ist und daher ein Anregen der Mode nicht möglich ist [27], [28].

Die Modalanalyse ist aus mathematischer Sicht ein Eigenwertproblem. Die Eigenvektoren repräsentieren die Eigenformen und die Eigenwerte die Quadrate der Eigenkreisfrequenz. Eine echte physikalische Struktur besitzt im Allgemeinen unendlich viele Freiheitsgrade. Um aber solche Systeme einer Rechnung zugänglich zu machen, ist eine Reduktion auf eine endliche Anzahl an Freiheitsgraden unumgänglich. Dies geschieht bei der Methode der finiten Elemente im Zuge der Diskretisierung. Die allgemeine Bewegungsgleichung in Matrizenform wurde in Kapitel 4.1 hergeleitet.

In der Modalanalyse wird das freischwingende System betrachtet und äußere Anregungen nicht berücksichtigt also  $F(t)$  in Gleichung (4.11) zu Null gesetzt. Damit ist die mathematische Grundlage für die Modalanalyse gefunden und in der Systemgleichung (4.12) dargestellt.

$$[\mathbf{M}] \cdot \ddot{\underline{X}} + [\mathbf{D}] \cdot \dot{\underline{X}} + [\mathbf{K}] \cdot \underline{X} = \underline{0} \quad (4.12)$$

Unter Vernachlässigung der Dämpfung vereinfacht sich die Systemgleichung (4.12) zur dämpfungsfreien Systemgleichung (4.13). Die Berechtigung dieser Näherung wird in Kapitel 7.1.1 erläutert.

$$[\mathbf{M}] \cdot \ddot{\underline{X}} + [\mathbf{K}] \cdot \underline{X} = \underline{0} \quad (4.13)$$

Diese homogene Differentialgleichung zweiter Ordnung kann mittels exponentiellem Ansatz mit  $x = \hat{x} e^{\lambda t}$  in ein Eigenwertproblem überführt werden. Die freie Schwingung führt nur dann zu einer von Null verschiedenen Lösung, wenn die Koeffizienten Determinante verschwindet. Die Suche nach

den Eigenwerten  $\lambda$  reduziert sich also auf die Lösung des Eigenwertproblems, wie es in Gleichung (4.14) für den ungedämpften Fall beschrieben wird.

$$\det (\lambda^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) = 0 \quad (4.14)$$

Damit liegt ein linear abhängiges Gleichungssystem vor, was bedeutet, dass sich eine der Gleichungen aus einer Linearkombination der anderen ergibt. Die Eigenvektoren erhält man, indem man die Eigenfrequenzen wieder in die Systemgleichung (4.13) einsetzt.

### 4.3 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse liefert neben den Eigenformen und Eigenfrequenzen zusätzlich die modale Dämpfung in Form von Lehr'scher Dämpfung (vgl. 4.5). Einen wichtigen Beitrag zur Qualität eines Rechenmodells leistet der Vergleich der Berechnung mit einer Messung [29]. In dieser Arbeit wird die experimentelle Modalanalyse (Bump Test) zur Evaluierung des FE-Tools (vgl. Kapitel 7.1) herangezogen. Des Weiteren werden in Kapitel 5 für die Berechnung erforderliche Elastizitätskonstanten von bestimmten Wickelkopf-Komponenten (Stator Stäbe, Stützringe, etc.) via experimenteller Modalanalyse indirekt ermittelt. Dabei wird von der gemessenen Eigenfrequenz des Bauteils auf die jeweilige Elastizitätskonstante zurückgerechnet.

Primäres Ziel der experimentellen Modalanalyse ist die Ermittlung der Übertragungsfunktion eines Systems, welche das Verhältnis der Systemantwort und der anregenden Kraft darstellt. Sowohl die anregende Kraft als auch die Systemantwort werden gleichzeitig erfasst, wobei die Systemantwort als Verschiebung, Geschwindigkeit oder als Beschleunigung gemessen werden kann. Im Anschluss werden die im Zeitbereich vorliegenden Ergebnisse mittels Fast Fourier Transformation in den Frequenzbereich transformiert. Die Anregung kann grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Zum einen kann sie mittels Impulshammer (siehe Abbildung 4-5) erfolgen, was aber häufiger Übung und einiger Erfahrung bedarf. Zusätzlich ist dabei die richtige Wahl des Hammerkopfes von entscheidender Bedeutung, da dieser das anregende Frequenzspektrum bestimmt. Je härter der Kopf, desto breiter ist das Frequenzspektrum. Ist der Kopf zu weich werden höhere Eigenfrequenzen nicht angeregt, da das Eingangsleistungsspektrum zu gering ist. Eine weitere Möglichkeit ist eine kontinuierliche Anregung. Diese wird durch einen Shaker aufgebracht. Auch bei den Messaufnehmern gibt es verschiedenste Variationen. In der Regel werden Beschleunigungsaufnehmer befestigt (siehe Abbildung 4-5), aber auch optische Verfahren mittels Laservibrometer sind durchaus üblich. Diese berührungslosen Messverfahren haben des Weiteren den Vorteil, dass sie das zu messende System nicht beeinflussen indem die Masse verändert wird [29].



**Abbildung 4-5 Messaufbau eines Bump Tests an einem Stator Stab [14]**

Eine weitere wichtige Rolle spielt die Art der Lagerung des zu messenden Bauteils. Um das Messergebnis unabhängig von Einflüssen wie z.B. Lagersteifigkeit zu machen, wird in der Praxis häufig versucht eine sehr weiche Lagerung zu simulieren. In Abbildung 4-5 sieht man die Realisierung dieser weichen Lagerung mittels einer Schaumstoffrolle.

#### **4.4 Harmonische Analyse- Frequenzganganalyse**

Unter einer harmonischen Analyse versteht man die Lösung eines Systems, deren aufgebraachte Kräfte harmonisch, also kosinus- bzw. sinusförmig sind. Im technischen Alltag treten sehr oft zeitperiodische Lasten auf. Jede zeitperiodische Funktion kann in seine sinus- bzw. kosinus- Anteile zerlegt werden. Generatoren werden im Betrieb durch solche zeitperiodischen Kräfte zu Schwingungen angeregt. Dabei überwiegen Schwingungen mit doppelter Netzfrequenz, angeregt durch Stromkräfte (siehe Kapitel 7.2.2.1). Die Spannungsversorgung in Europa wird mit einer Netzfrequenz von 50 Hz gewährleistet. Lineare Strukturen schwingen bei andauernder, harmonischer Belastung mit konstanter Amplitude und Frequenz nach dem Einschwingvorgang ebenso harmonisch mit dieser Frequenz. Daher ist die Antwort des Systems bei doppelter Netzfrequenz (100 Hz) von Interesse. Aus diesem Grund wird im Zuge dieser Arbeit mitunter eine sogenannte „Harmonic Response“ Analyse, zu Deutsch „Frequenzganganalyse“, durchgeführt. Eine Frequenzganganalyse bestimmt den eingeschwungenen Zustand eines Systems, welches durch harmonische Lasten zu Schwingungen angeregt wurde. Unter dem eingeschwungenen Zustand versteht man jene Phase, in der die freie Schwingung längst abgeklungen ist. Der eingeschwungene Zustand wird somit durch die Partikulärlösung der allgemeinen Bewegungs- Differentialgleichung gemäß Formel (4.11) beschrieben. Um die Partikulärlösung zu erhalten, ist eine Ansatzfunktion nach Typ der rechten Seite der Bewegungs- Differentialgleichung (4.11) erforderlich. Bei gedämpften Systemen ist diese Ansatzfunktion aufgrund der Phasenverschiebung zwischen Feder- und Dämpfungskraft eine komplexe Funktion gemäß Gleichung (4.15).

$$\underline{X} = \underline{\hat{X}} * e^{i\Omega t} \quad (4.15)$$

Die im Zuge dieser Arbeit durchgeführte numerische FE- Frequenzganganalyse resultiert in der Antwort einer Struktur (z.B. Verschiebungen) auf ein bestimmtes Frequenzband von Anregungsfrequenzen. Man erhält eine Kurve, welche die Verschiebung eines ausgewählten Punktes (Knotens) über der Frequenz darstellt (Frequenzgang). Für die Durchführung einer numerischen FE- Frequenzganganalyse stehen im Wesentlichen zwei Methoden zur Verfügung, welche im Anschluss kurz beschrieben sind. Hier sei angemerkt, dass alle Methoden der FE- Frequenzganganalyse nur für lineare Berechnungen geeignet sind.

**a) Die Methode mit vollständigen Systemmatrizen**

Das numerisch mit Abstand aufwändigste Verfahren ist die Methode mit vollständigen Systemmatrizen. Dieses Verfahren ist sehr einfach was die Handhabung betrifft jedoch ist es sehr Rechenzeit- intensiv. Die Systemmatrizen werden in jedem Frequenzpunkt neu aufgestellt. Aus diesem Grund ist es möglich frequenzabhängige Materialdaten (z.B. Modale Dämpfung) zu berücksichtigen.

**b) Die Methode der modalen Superposition - Modaltheorie**

Um den Rechenaufwand bei harmonischen Analysen von Systemen mit vielen Freiheitsgraden gering zu halten wird die sogenannte Modaltheorie angewendet [30]. Da diese Methode in der Praxis aufgrund der Häufigkeit großer Modelle mit einer hohen Anzahl an Freiheitsgraden oft herangezogen wird, wird sie im Folgenden etwas detaillierter behandelt. Diese Methode findet auch in der Lösung transienter Probleme Anwendung.

Die Ermittlung der Antwort einer Struktur auf eine Anregung basiert bei dieser Methode auf der Aufsummierung faktorisierter Eigenvektoren einer vorgeschalteten Modalanalyse. Ziel der modalen Entkoppelung ist es, das gekoppelte System von Bewegungsdifferentialgleichungen zu entkoppeln [31]. Die theoretische Grundlage der Modaltheorie ist in der modalen Koordinatentransformation zu finden. Weilharter et al. [28] beschreiben die modale Koordinatentransformation anhand einer harmonischen Analyse an einer Induktionsmaschine.

Anhand der berechneten Eigenformen (Modalformen) wird die Modaltheorie angewendet um angeregte Schwingungen unter einfacheren mathematischen Bedingungen zu berechnen. Die Bewegung wird nicht mehr durch den Ortsvektor  $\underline{X}$  beschrieben, sondern durch den Vektor  $\underline{Y}$ . Der Vektor  $\underline{Y}$  gibt an welche Anteile der Eigenformen überlagert sind. Der Ortsvektor  $\underline{X}$  wird nun gemäß Gleichung (4.16) berechnet, wobei  $[\Psi]$  die Modalmatrix darstellt. Diese Modalmatrix wird durch spaltenweises Aneinanderreihen der zuvor berechneten Eigenvektoren gebildet.

$$\underline{X} = [\Psi] * \underline{Y} \tag{4.16}$$

Im nächsten Schritt wird sowohl die Trägheitsmatrix (Massenmatrix)  $[\mathbf{M}]$  als auch die Steifigkeitsmatrix  $[\mathbf{K}]$  und die Anregung  $\underline{F}$  gemäß den Gleichungen (4.17), (4.18) und (4.19) transformiert. Dazu müssen die Eigenvektoren auf die Masse normiert sein. Weiters müssen die

Orthogonalitätsbeziehungen erfüllt sein. Dadurch entkoppelt sich das Gleichungssystem und zerfällt in unabhängige Gleichungen. Man erhält die transformierte Massen- und Steifigkeitsmatrix sowie die transformierte Kraftanregung  $[\widetilde{\mathbf{M}}]$ ,  $[\widetilde{\mathbf{K}}]$  und  $\underline{\widetilde{F}}$ :

$$[\widetilde{\mathbf{M}}] = [\Psi]^T * [\mathbf{M}] * [\Psi] \quad (4.17)$$

$$[\widetilde{\mathbf{K}}] = [\Psi]^T * [\mathbf{K}] * [\Psi] \quad (4.18)$$

$$\underline{\widetilde{F}} = [\Psi]^T * \underline{F} \quad (4.19)$$

Bei den transformierten Matrizen  $[\widetilde{\mathbf{M}}]$  und  $[\widetilde{\mathbf{K}}]$  handelt sich um Diagonalmatrizen. Es liegt somit ein entkoppeltes System von Bewegungsgleichungen vor. Schlussendlich liegt die resultierende Bewegungsgleichung (4.20) für den Ortsvektor  $\underline{X}$  vor, wobei  $[\mathbf{I}]$  die Einheitsmatrix,  $\Omega$  die Erregerfrequenz und  $diag(\omega_i^2)$  die Diagonalmatrix der Eigenfrequenzen darstellt.

$$\underline{X} = [-\Omega^2 * [\mathbf{I}] + diag(\omega_i^2)]^{-1} * [\Psi]^T * \underline{F} \quad (4.20)$$

Aus Gleichung (4.20) ist ersichtlich, dass die Verformung hauptsächlich von den Eigenformen nahe der Erregerfrequenz  $\Omega$  abhängt und dadurch diese Eigenvektoren die Verformungscharakteristik wesentlich bestimmt. Man stelle sich vor,  $\omega \sim \Omega$ . So ergibt sich der Ausdruck in der Klammer zu einem Wert nahe Null. Da der Ausdruck in der Klammer zusätzlich invertiert wird ( $[\dots]^{-1}$ ) führt also  $\omega \sim \Omega$  zu einer unendlichen Amplitude. Des Weiteren zeigt Gleichung (4.20), dass der Ortsvektor  $\underline{X}$  (Verformung) von der Erregerfrequenz  $\Omega$  und der Kraftamplitude  $\underline{F}$  abhängt. Das hat zur Folge, dass eine kleine Amplitude der Erregerkraft in einer großen Verformungsamplitude resultieren kann, wenn sich die Erregerfrequenz  $\Omega$  in der Nähe der Eigenfrequenz  $\omega$  der Struktur befindet [28].

Zum Schluss sei noch angemerkt, dass die Modaltheorie nur für ungedämpfte Systeme gilt. Da die Dämpfungen in der Regel aber sehr klein sind, können sie mit guter Näherung als Summe zweier Anteile angesetzt werden, von denen einer proportional zu den Massen und der andere proportional zur Steifigkeit ist [27]. Diese Art der Dämpfung nennt sich Rayleigh- Dämpfung und wird explizit in Kapitel 4.5 beschrieben.

## 4.5 Dämpfung

Im Folgenden werden die wichtigsten Dämpfungsparameter beschrieben, welche in dieser Arbeit verwendet wurden. Zur besseren Verständlichkeit wird im ersten Schritt anhand der Systemgleichung (4.12) die gedämpfte Eigenfrequenz hergeleitet. Diese homogene Differentialgleichung zweiter Ordnung kann mittels exponentiellem Ansatz mit Amplitude ( $x = e^{\lambda t}$ ) in ein Eigenwertproblem übergeführt werden. Man erhält die charakteristische Gleichung (4.21),

welche es zu lösen gilt, wobei  $\delta = \frac{d}{2m}$  die Abklingkonstante mit  $d$  der viskosen Dämpfungskonstante in [Ns/m] und der Masse  $m$  in [kg] ist.  $\omega$  steht für die Eigenfrequenz und  $\omega_d$  für die gedämpfte Eigenfrequenz.

$$\lambda^2 + 2 \delta \lambda + \omega^2 = 0 \quad (4.21)$$

Für den Fall der gedämpften Schwingung ( $\delta < \omega$ ) ergeben sich die Eigenwerte durch Lösen des Eigenwertproblems in Formel (4.21) gemäß Gleichung (4.22) worin  $\omega_d$  für die gedämpfte Eigenfrequenz steht [32].

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i \sqrt{\omega^2 - \delta^2} = -\delta \pm i \omega_d \quad (4.22)$$

### Lehr'sche Dämpfung (Dämpfungsgrad)

Die Lehr'sche Dämpfung  $\xi$  beschreibt gemäß Gleichung (4.23) das Verhältnis von aktueller Dämpfung  $d$  zu kritischer Dämpfung  $d_c$ .

$$\xi = \frac{d}{d_c} = \frac{d}{2 m \omega} = \frac{\delta}{\omega} \quad (4.23)$$

Die kritische Dämpfung  $d_c$  ist in Gleichung definiert:

$$d_c = 2 m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2 \sqrt{k m} = 2 m \omega \quad (4.24)$$

### Das logarithmische Dekrement $\Lambda$

Das logarithmische Dekrement beschreibt den Logarithmus zweier aufeinander folgender Amplituden  $x_m$  und  $x_n$  im Abstand einer Periode  $T$  und ist wie in Gleichung (4.25) definiert.

$$\Lambda = \ln \frac{x_m}{x_n} \quad (4.25)$$

### Rayleigh- Dämpfung

Von Rayleigh- oder Alpha/Beta- Dämpfung spricht man, wenn die Dämpfungsmatrix als Linearkombination der Steifigkeitsmatrix  $[\mathbf{K}]$  und der Massenmatrix  $[\mathbf{M}]$  approximiert wird.

Vereinfacht ausgedrückt bedeutet das, dass die Dämpfung als Summe zweier Anteile angesetzt wird, von denen einer proportional zu den Massen und der andere proportional zur Steifigkeit ist [27]. Dies ist in Gleichung (4.26) dargestellt. Dieser Ansatz wird aus dem Grund gemacht, weil die Eigenvektoren bei beliebiger Dämpfungsmatrix im Allgemeinen nicht orthogonal zueinander sind. Für die numerische Untersuchung ist diese Orthogonalität jedoch sehr hilfreich. Da die Dämpfungen im Allgemeinen sehr schwach sind wählt man eine Näherung, die sogenannte „Bequemlichkeits-Hypothese“ oder auch „proportionale Dämpfung“ oder „Rayleigh- Dämpfung“ genannt.

$$[\mathbf{D}] = \alpha * [\mathbf{M}] + \beta * [\mathbf{K}] \quad (4.26)$$

Durch diesen Ansatz liegen die Eigenvektoren wieder reell vor und fallen mit denen des ungedämpften Systems zusammen. Die Orthogonalitätsbeziehungen gelten somit wieder. Die Eigenvektoren sind bezüglich der Massenmatrix und der Steifigkeitsmatrix orthogonal [33]. Die Dämpfungsmatrix ist durch den Rayleigh- Ansatz diagonal. Die Rayleigh- Dämpfungsfaktoren sind in Abbildung 4-6 als Funktion der Frequenz dargestellt und in den Gleichungen (4.27) und (4.28) mathematisch beschrieben, wobei  $\xi_1$  die Lehr'sche Dämpfung bei der Frequenz  $f_1$  und  $\xi_2$  die Lehr'sche Dämpfung bei der Frequenz  $f_2$  ist.

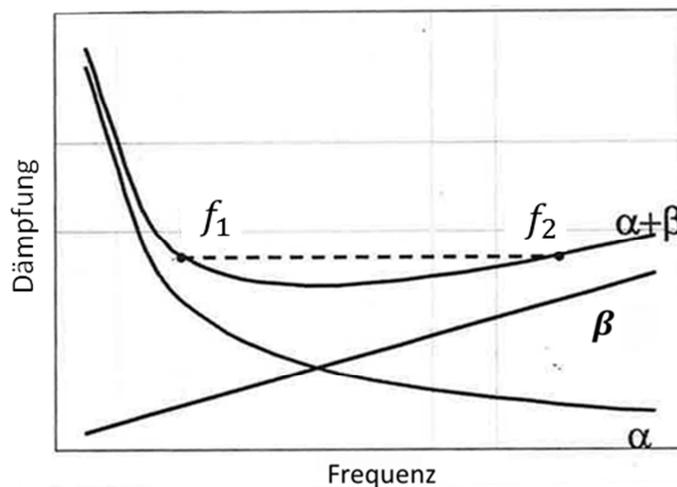


Abbildung 4-6 Approximation der Rayleigh- Dämpfungsfaktoren [27]

$$\alpha = \frac{(\xi_2 f_1 - \xi_1 f_2) * 4\pi f_1 f_2}{f_1^2 - f_2^2} \quad (4.27)$$

$$\beta = \frac{\xi_1 f_1^2 - \xi_2 f_1 f_2}{\pi f_1 (f_1^2 - f_2^2)} \quad (4.28)$$

Diese Art der Dämpfung kann sowohl in der Modalanalyse als auch in der harmonischen und transienten Analyse angewendet werden. Hier sei angemerkt, dass die Dämpfung bei der

Modalanalyse nur dann berücksichtigt wird, wenn ein sogenannter „Damped“- Analyse Typ gewählt wird.

## 4.6 Orthotrope Materialeigenschaften des Stator- Stabes

Der Wickelkopf besteht hinsichtlich seiner Masse zum größten Teil aus den Stator- Stäben. Die korrekte Modellierung der Stäbe ist daher von großer Bedeutung, da das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes maßgeblich von der Masse und der Steifigkeit dieser Komponente abhängt. Abbildung 4-7 zeigt den schematischen Aufbau eines Stator- Stabes. Prinzipiell kann ein Stator Stab aus einer beliebigen Anzahl an Kupferteilleitern sowohl in  $z$  – als auch in  $y$  – Richtung aufgebaut sein. Die einzelnen Teileiter werden durch die in Abbildung 4-7 rot eingezeichnete Lackschicht gegeneinander isoliert. Die Außenisolierung (grün) isoliert den Stab zusätzlich nach außen hin. Aufgrund dieses Aufbaus ist es nicht vertretbar, das Materialverhalten der Stäbe mit einem isotropen (richtungsunabhängigen) Materialmodell zu beschreiben. Es liegt ein stark richtungsabhängiges (anisotropes) Materialverhalten vor. Schönleitner beschäftigt sich in [14] mit genau dieser Thematik. In diesem Kapitel werden die grundlegenden Mechanismen, die einem anisotropen Material zu Grunde gelegt werden, erläutert.

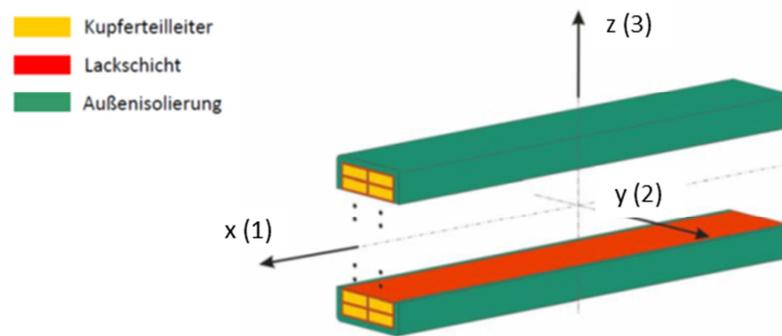
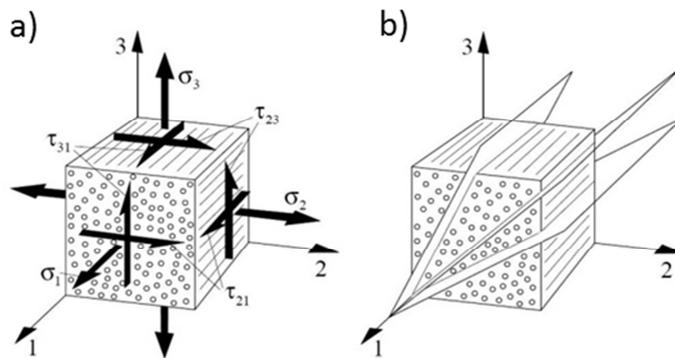


Abbildung 4-7 Schematischer Aufbau des Stator Stabes [14], [15]

Jeder Werkstoff wird mechanisch durch das allgemeine Werkstoffgesetz beschrieben bzw. charakterisiert. Das Werkstoffgesetz stellt den Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen her. Schürmann erklärt in [34] das lineare Elastizitätsgesetz (Hookesche Gesetz) einer unidirektionalen Schicht. Ein Werkstoff- Volumenelement wird im allgemeinen Fall mittels 81 voneinander unabhängigen Materialkonstanten charakterisiert. Sind drei, orthogonal zueinander stehende Symmetrieebenen vorhanden, so reichen 9 Materialkonstanten (drei Elastizitätsmodule, drei Schubmodule, drei Querkontraktionszahlen) zur Formulierung des Elastizitätsgesetzes aus. Man spricht von rhombischer Anisotropie bzw. Orthotropie. Gleichung (4.29) beschreibt das Spannungs-Dehnungsverhalten eines solchen orthotropen Materials.

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{21} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\nu_{12} & -\nu_{13} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{21} & \frac{1}{E_2} & -\nu_{23} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{31} & -\nu_{32} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{21}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{21} \end{pmatrix} \quad (4.29)$$

Im Falle des Stator Stabes wird vereinfacht transversale Isotropie, ein Sonderfall der Orthotropie, vorausgesetzt. Das ist dann der Fall, wenn eine isotrope Ebene normal zur Faserlängsrichtung liegt und senkrecht dazu unendlich viele Symmetrieebenen existieren (siehe Abbildung 4-8). Die Eigenschaften auf allen Schnitten zur isotropen Ebene sind gleich. Voraussetzung dafür ist eine homogene Faserverteilung, welche im Falle des Stator Stabes vereinfacht angenommen wird.



**Abbildung 4-8 a) Normal und Schubspannung an einem unidirektionalen Volumenelement; b) transversale Isotropie – Schnittebenen zur isotropen Ebene [34]**

Im Falle der transversalen Isotropie, wie sie beim Stator Stab vereinfacht vorausgesetzt wird, vereinfacht sich im Werkstoffgesetz aus Gleichung (4.29) die Nachgiebigkeitsmatrix gemäß Gleichung (4.30). Durch die transversale Isotropie werden folgende Elastizitätskonstanten identisch:  
 $E_2 = E_3, G_{31} = G_{21}, \nu_{31} = \nu_{21}$

$$S_{orthotrop} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & \frac{-\nu_{32}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_1} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{21}} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Die analytische Herleitung der orthotropen (transversal- isotropen) Elastizitätskonstanten des Stator Stabes wird von Schönleitner in [14] genau erläutert. Schlegl et al. beschreiben in [15] eine erweiterte analytische Herleitung des orthotropen Biege- E- Moduls des Stator Stabes. Da es sich beim Stator Stab um ein transversal- isotropes Material handelt, weist er in x- Richtung (Stabachse vgl. Abbildung 4-7) zwei unterschiedliche, belastungsabhängige Elastizitätsmodule auf. Je nach Art der Beanspruchung kommt entweder der Zug- E- Modul oder der Biege- E- Modul zu tragen. Da die Stator Stäbe durch die elektrischen Kräfte primär zu Biegeschwingungen angeregt werden, ist die Verwendung des Zug- E- Moduls, welcher von Schönleitner in [14] hergeleitet wird, fragwürdig.

## 4.7 Elektromagnetische Grundlagen

Da der Schwerpunkt dieser Arbeit mechanischer Natur ist, werden die elektromagnetischen Grundlagen nur begrenzt behandelt. Sämtliche elektromagnetischen Berechnungen wurden in enger Kooperation mit dem Institut für Grundlagen und Theorie der Elektrotechnik der Technischen Universität Graz von Dr. Stermecki am Christian Doppler- Labor für Multiphysikalische Simulation, Berechnung und Auslegung von elektrischen Maschinen durchgeführt. Um den Zugang zur Elektromagnetik etwas einfacher zu gestalten, werden zu Beginn die nötigen Grundlagen der Energieumwandlung erklärt.

### 4.7.1 Grundlagen der Energieumwandlung

Im Zuge der Energiegewinnung in Kraftwerken wandeln Generatoren mechanische Energie in elektrische Energie um. Die mechanische Energie kann auf verschiedensten Wegen gewonnen werden. Grob unterteilt werden diese Energiequellen in Fossile Quellen (Kohle, Öl, Gas, Erneuerbare Energiequellen (Wasser, Wind, Sonne, Biomasse) und Nukleare Energiequellen (Kernkraft). Letztlich erzeugen all diese Energiequellen mechanische Energie indem z.B. Turbinen angetrieben werden. Diese wiederum sind mit der Generator Welle gekoppelt und übertragen die mechanische Energie in Form von Rotationsenergie auf die Rotorwelle des Generators. Dieser wandelt die mechanische Energie gemäß dem von Michael Faraday 1831 beschriebenen Grundprinzip der elektromagnetischen Induktion in elektrische Energie um.

#### Prinzip der Induktion – Lorentzkraft

Die Bewegungsinduktion lässt sich einfach anhand eines stromdurchflossenen Leiters in einem zeitlich konstanten Magnetfeld erklären (siehe Abbildung 4-9a): Ein stromdurchflossener Leiter

wird in einem zeitlich konstanten Magnetfeld durch eine Kraft bewegt (Motorprinzip). Wird umgekehrt ein Leiter senkrecht zum Magnetfeld bewegt, dann entsteht im Leiter eine elektrische Spannung. Bildet der bewegte Leiter einen geschlossenen Leiterkreis, dann fließt in ihm ein Strom. Hier spricht man vom Generatorprinzip. Zur Erläuterung der Bewegungsinduktion muss zunächst die Lorentzkraft an elektrischen Ladungen, die sich im magnetischen Feld bewegen, behandelt werden (siehe Abbildung 4-9b): Wird in einem magnetischen Feld eine positive elektrische Ladung  $Q$  mit der Geschwindigkeit  $v$  unter einem Winkel  $\alpha$  zu der Feldlinienrichtung bewegt, so wird auf die Ladung eine Kraft  $F_{mag}$  ausgeübt, die der Ladung eine veränderte Bewegungsrichtung gibt [22].

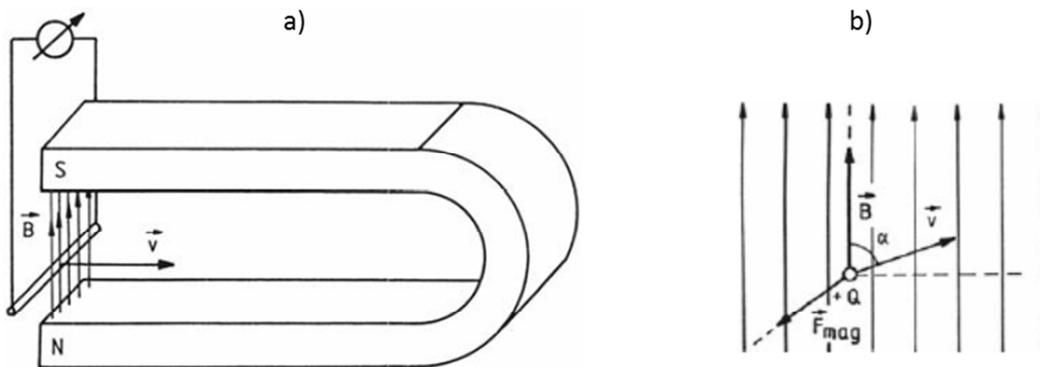


Abbildung 4-9 a) Bewegter Leiter im Magnetfeld, b) Betrag und Richtung der Lorentzkraft auf Ladungen [22]

Die Größe und der Betrag dieser Kraft  $\vec{F}_{mag}$  berechnet sich gemäß dem Vektorprodukt nach Formel (4.31).

$$\vec{F}_{mag} = Q * (\vec{v} \times \vec{B}) \quad (4.31)$$

mit	$Q...$	Elektrische Ladung		[C]
	$\vec{v}...$	Geschwindigkeit		$[\frac{m}{s}]$
	$\vec{B}...$	Magnetische Induktion	[T]	$\rightarrow 1T = 1 \frac{Vs}{m^2}$

Die Berechnung der Lorentzkräfte wird in dieser Arbeit unter Zugrundelegung der Theorie der Finiten Elemente durchgeführt. Gemäß Formel (4.31) ist zur Berechnung der Lorentzkraft jedoch zuerst die magnetische Flussdichte  $\vec{B}$  zu ermitteln. Die Berechnung der magnetischen Flussdichte  $\vec{B}$  wiederum setzt die Berechnung des Biot- Savart Feldes  $\vec{H}_S$  voraus. Im nächsten Abschnitt soll dieses Gesetz kurz erklärt werden. Diese Berechnung der Lorentz- Kräfte ist nicht trivial und wird daher in Kapitel 7.2 noch näher beschrieben.

### Die Berechnung des Magnetfeldes stromdurchflossener Leiter anhand des Biot- Savart- Gesetzes [35]

In der Praxis ist in der Regel die Geometrie der stromführenden Bauteile bekannt. Diese Geometrien sind auch in dieser Arbeit vorhanden und liegen in Form von sogenannten Parasolids (CAD- Files) vor. Von Interesse ist, welches Magnetfeld in der Umgebung eines vom Strom  $I$  durchflossenen Leiters entsteht. Dieses magnetische Feld wird nach dem Biot- Savart- Gesetz wie in Gleichung (4.32) aus der Publikation von Stermecki et al. [5] formuliert, berechnet. In dieser Formel ist  $I$  der Vektor

der Stator- Stromdichte und  $r$  jener Vektor, welcher vom Element des stromdurchflossenen Leiters auf den zu berechnenden Punkt zeigt.

$$\vec{H}_S = \frac{1}{4\pi} \int_V \frac{\mathbf{I} \times \mathbf{r}}{|\mathbf{r}|^3} dV \quad (4.32)$$

## 5 Materialwerte

Um mit Hilfe des im Zuge dieser Dissertation entwickelten parametrisierten FE- Tools zu qualitativ hochwertigen Rechenergebnissen zu gelangen, ist die messtechnische Ermittlung von Materialparametern diverser Komponenten des Wickelkopfes unumgänglich. Neben den durchgeführten Messungen wird in diesem Kapitel die Weiterentwicklung einer analytischen Methode zur Ermittlung des Biege- E- Moduls von Verbund- Stäben (Stator Stäben) präsentiert. Sämtliche Materialdaten werden für einen spezifischen Turbogenerator ermittelt.

### 5.1 Erforderliche Materialparameter

Die Materialparameter folgender Komponenten müssen messtechnisch ermittelt werden:

- Statorstäbe
- Einspannung der Stäbe im Blechpaket
- Stirngewölbe
- Stützringe
- Wicklungsschilddichtring
- Distanzring
- Thermohärtende Filzschicht
- Distanzstücke

Da sich der Stator Wickelkopf hinsichtlich seiner Masse zum größten Teil aus den Stator Stäben zusammensetzt (vgl. Abbildung 5-1), wurde diesen im ersten Schritt die größte Aufmerksamkeit gewidmet. Im Anschluss durchgeführte Parameterstudien (Kapitel 7.3) zeigten jedoch, dass auch andere Komponenten wesentlichen Einfluss auf das strukturdynamische Verhalten des globalen Wickelkopfes haben. Aus diesem Grunde wurden sämtliche Komponenten des Wickelkopfes messtechnisch hinsichtlich ihres mechanischen Verhaltens untersucht. Abbildung 5-1 zeigt die Komponenten des Stator- Wickelkopfes eines Turbogenerators. Die erforderlichen Materialparameter der in Abbildung 5-1 dargestellten Wickelkopf- Komponenten werden in den folgenden Kapiteln messtechnisch ermittelt.

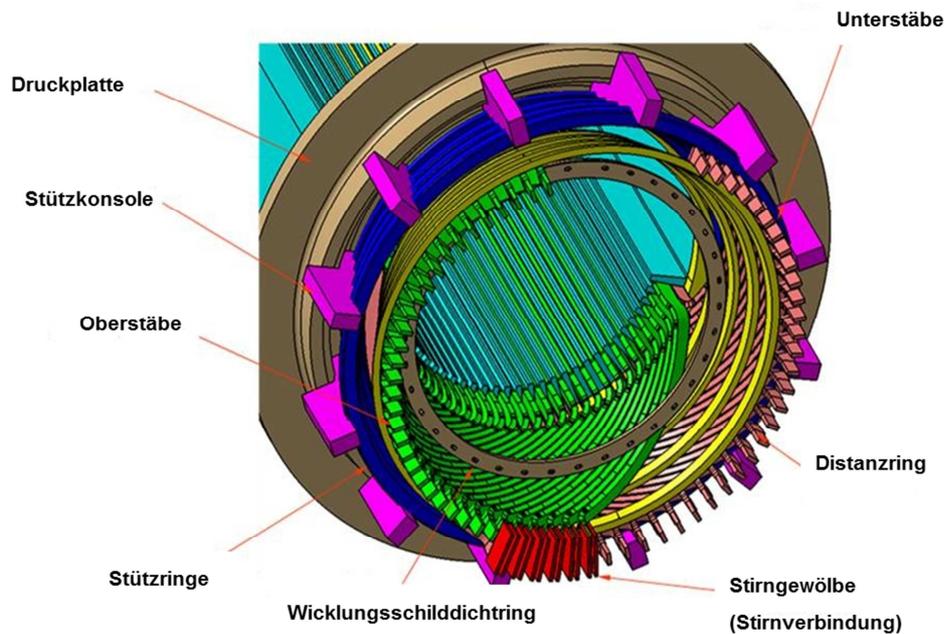


Abbildung 5-1 Aufbau des Stator- Wickelkopfes

## 5.2 Gemessene Materialparameter

In den folgenden Punkten werden die durchgeführten Messungen und die zugehörigen Messergebnisse zur Ermittlung der Materialparameter erläutert. Des Weiteren wird der Einfluss der Temperatur auf das Materialverhalten untersucht.

### 5.2.1 Stator Stäbe

Der Aufbau von Stator Stäben wurde in Kapitel 4.6 beschrieben. Da die Anzahl der Teileiter von Maschine zu Maschine variiert, wurde von Schönleitner in [14] ein analytischer Ansatz auf Basis der Faserverbundtheorie entwickelt, welcher die Herleitung der Elastizitätskonstanten zum Inhalt hat. Das analytische Verfahren von Schönleitner in [14] beinhaltet unter anderem die Herleitung des Zug- E- Moduls, nicht aber jene des Biege- E- Moduls der Stäbe. Da die Stator Stäbe jedoch hauptsächlich zu Biegeschwingungen angeregt werden, ist genau dieser von großer Bedeutung. Daher wurde das analytische Verfahren von Schönleitner im Zuge dieser Dissertation um die analytische Herleitung des Biege- E- Moduls erweitert und in [15] und [36] publiziert.

#### 5.2.1.1 Analytische Berechnung des Biege- E- Moduls

Abbildung 5-2 zeigt in a) den Querschnitt des Stabes mit den Teileitern, der Lackisolation und der Außenisolation. In Abbildung 5-2 b) ist das vereinfachte Modell für die Berechnung des Biege- E- Moduls um die y- Achse dargestellt. Dabei wird sowohl die Unterteilung der Teileiter in y- Richtung als auch die Außenisolation entlang der hohen Kante (vgl. h in Abbildung 5-3) vernachlässigt. Abbildung 5-2 c) zeigt das vereinfachte Modell für die Berechnung des Biege- E- Moduls um die z- Achse. In diesem Fall wird sowohl die Unterteilung der Teileiter in x- Richtung als auch die Außenisolation entlang der kurzen (vgl. b in Abbildung 5-3) Kante vernachlässigt.

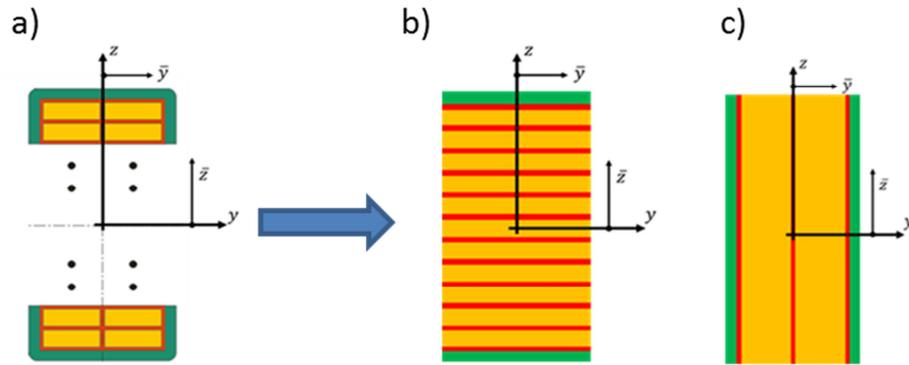


Abbildung 5-2 Vereinfachtes Modell für die Berechnung des Biege- E- Moduls [15]

Der Biege- E- Modul soll für ein sogenanntes „verschmiertes“ Modell bestimmt werden, da die Modellierung der einzelnen Schichten einen enormen Rechenaufwand darstellen würde. Abbildung 5-3 zeigt die Überleitung vom realen Stabquerschnitt hin zum „verschmierten“ FE-Modell. Durch die Verwendung eines verschmierten Modells vernachlässigt man die einzelnen Schichten und weist den Elementen über das gesamte Volumen konstante Dichte und Elastizitätskonstanten zu. In den Gleichungen (5.1) bis (5.8) wird für das verschmierte Modell in Abbildung 5-3 der verschmierte Biege- E- Modul hergeleitet. Dazu wird das Flächenträgheitsmoment  $I_y$  bzw.  $I_z$  aus Gleichung (5.1) für jede einzelne Schicht (Layer) berechnet und mit deren E- Modul multipliziert, was die Biegesteifigkeit des vereinfachten Modells  $C_{Layer}$  ergibt (vgl. Formel (5.2)). Die Gesamt-Biegesteifigkeit aller Schichten ergibt sich durch Aufsummieren der Einzelsteifigkeiten gemäß Formel (5.3). Die Herleitung der Biegesteifigkeit für das verschmierte Modell  $C_{verschmiert}$  ist trivial und in den Gleichungen (5.4) bis (5.6) beschrieben. Durch gleichsetzen der beiden Biegesteifigkeiten in Gleichung (5.7) kann im letzten Schritt der Biege- E- Modul des verschmierten Modells gemäß Gleichung (5.8) definiert werden.

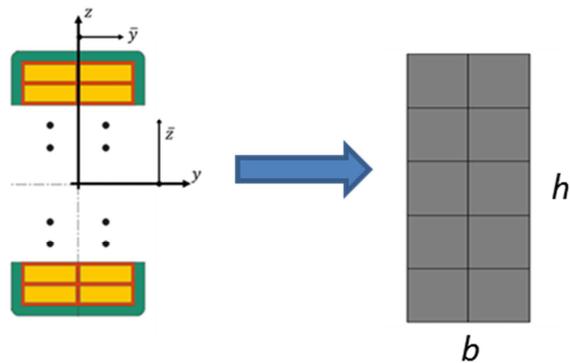


Abbildung 5-3 Übergang reale Struktur- verschmiertes Modell

$$I_y = \int z^2 dA \tag{5.1}$$

$$I_z = \int y^2 dA$$

$$c_{bending\_i} = \int E_i * z_i^2 * dA \quad (5.2)$$

$$c_{Layer} = \sum_{i=0}^n c_{bending\_i} \quad (5.3)$$

$$c_{verschmiert} = E_{glazed\ model} * I_{glazed\ model} \quad (5.4)$$

$$I_{verschmiert-y} = \frac{b * h^3}{12} \quad (5.5)$$

$$I_{verschmiert-z} = \frac{h * b^3}{12} \quad (5.6)$$

$$c_{Layer} = c_{verschmiert} \quad (5.7)$$

$$E_{verschmiert} = \frac{c_{Layer}}{I_{verschmiert}} \quad (5.8)$$

Das von Schönleitner [14] entwickelte analytische Modell wurde mit Messungen evaluiert. Der E-Modul in x- Richtung wurde sowohl mittels experimenteller Modalanalyse (vgl. Kapitel 4.3) als auch mittels Vier- Punkt- Biegeversuch überprüft. Der Schubmodul des Stator Stabes wurde anhand eines Torsionspendelversuchs evaluiert.

### **5.2.1.2 Einfluss der Temperatur auf das elastische Verhalten der Stäbe**

Die in dieser Arbeit betrachteten Generatoren erreichen im Nennbetrieb das 6,5- fache der Bezugstemperatur. An bestimmten „Hot Spots“ steigt die Temperatur auf den bis zu 7,5- fachen Wert an. Um den Einfluss der Temperatur auf die Lage der Eigenfrequenzen des globalen Wickelkopfes zu untersuchen, wurde im ersten Schritt eine Untersuchung der Temperaturabhängigkeit des Stator Stabes durchgeführt. Da sowohl die analytische Berechnung, als auch die Messung der Elastizitätskonstanten in [14] bei Bezugstemperatur durchgeführt wurden, mussten diese Untersuchungen im Zuge dieser Arbeit durchgeführt werden. Dazu wurde eine experimentelle Modalanalyse (vgl. Kapitel 4.3) an einem aufgeheizten Stator Stab durchgeführt.

#### **Durchführung der Messung**

Im Zuge dieser Messung wurde der Stab mit Thermoelementen versehen und in einem Ofen auf das 7,5- fache der Bezugstemperatur erwärmt. Ein Thermoelement (Thermoelement 1) wurde zur Überwachung der Kerntemperatur durch eine Bohrung im Kern des Stabes positioniert und ein weiteres Thermoelement (Thermoelement 2) wurde zur Messung der Oberflächentemperatur an der

Staboberfläche angebracht. Des Weiteren wurden vier Beschleunigungssensoren an der Oberfläche des Stabes positioniert. Diese messen die Beschleunigung, nach Aufbringen eines Impulses mittels Impulshammer, an vier Stellen des Stabes. Der Messaufbau ist in Abbildung 5-4 zu sehen. Um die Eigenfrequenzen des freien Balkens bestmöglich abbilden zu können, wird der Stab auf einer Schaumstoffrolle positioniert, was in Abbildung 5-5 zu sehen ist. Die Schaumstoffrolle stellt eine vernachlässigbare, weiche Auflage dar und hat auf das Messergebnis keinen Einfluss (vgl. [14]).

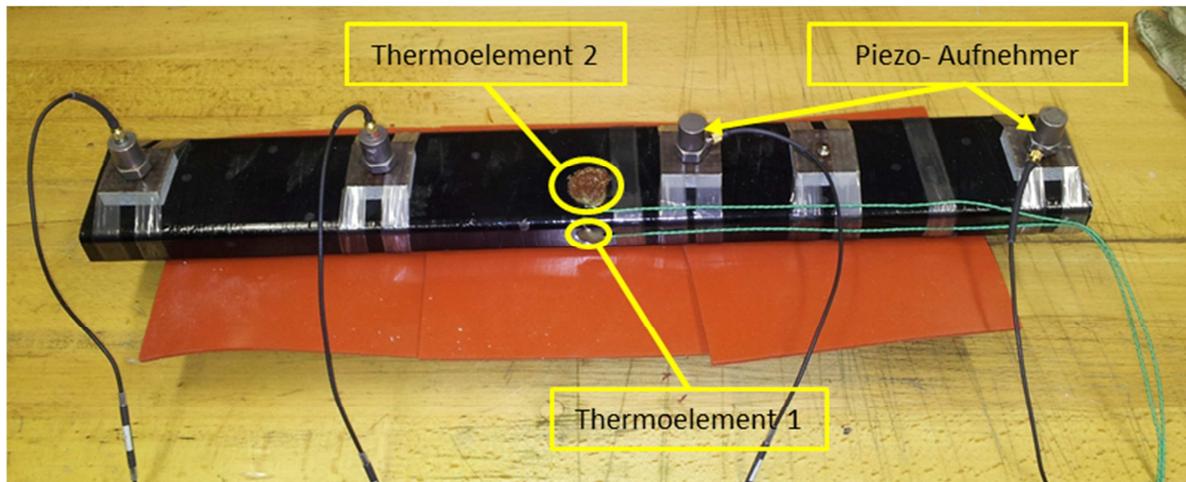


Abbildung 5-4 Experimentelle Modalanalyse am aufgeheizten Stator Stab

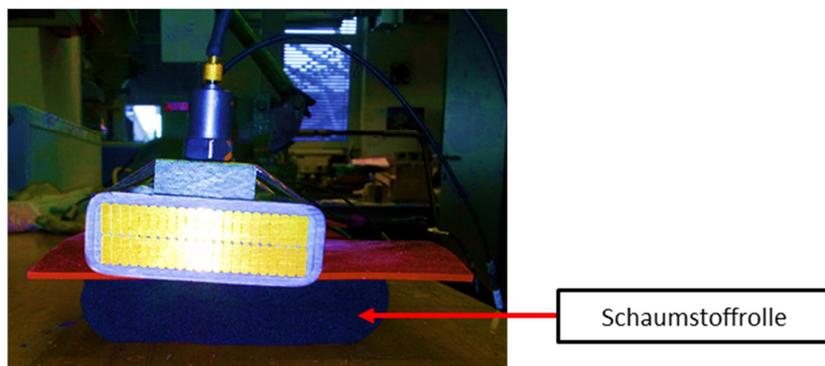


Abbildung 5-5 Weiche Lagerung des Stabes via Schaumstoffrolle

Im Laufe des Abkühlvorganges wurde der Stator Stab in 5°C Schritten immer wieder erneut mit dem Impulshammer zu freien Schwingungen angeregt. Dabei wird das Zeitsignal der Beschleunigungssensoren aufgenommen. Nach durchgeführter FFT- Analyse liegen die Eigenfrequenzen des Stabes bei jeweiliger Temperatur vor. Damit ist man in der Lage, anhand der gemessenen Eigenfrequenzen auf den E- Modul zurückzurechnen.

#### **Berechnung des E- Moduls anhand der gemessenen Eigenfrequenzen**

Die Biege-Eigenfrequenzen des freien Stabes errechnen sich unter Vernachlässigung der Dämpfung gemäß Gleichung (5.9) wobei  $i$  die Ordnung der Moden darstellt [37].

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2 \pi L^2} \sqrt{\frac{E I}{m}} \quad (5.9)$$

$\lambda_1 = 4.73004074...$ Konstante für 1. Eigenmode

$\lambda_2 = 7.85320462...$ Konstante für 2. Eigenmode

f...Eigenfrequenz [Hz]

L...Stablänge [m]

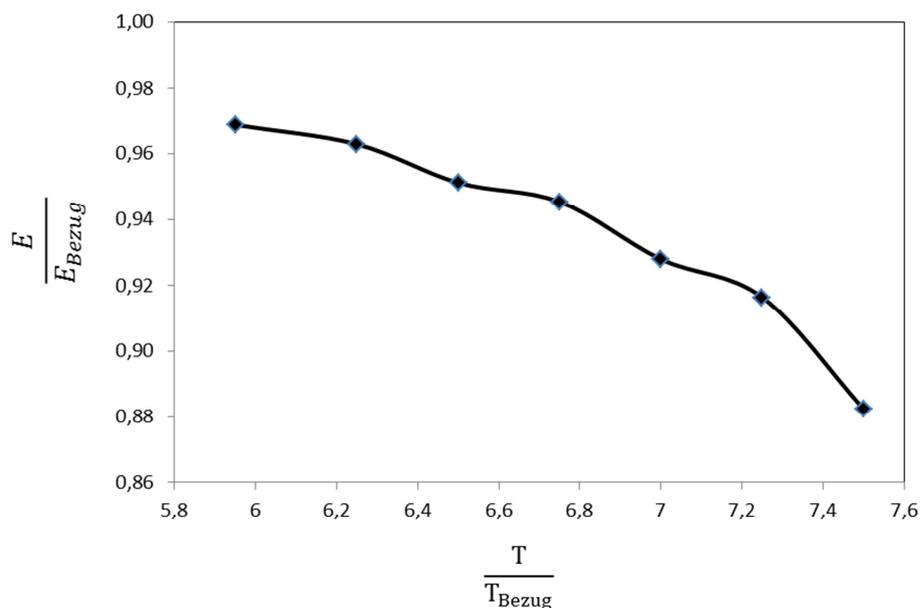
E...Elastizitätsmodul [N/m<sup>2</sup>]

I...Flächenträgheitsmoment [m<sup>4</sup>]

m...Stabmasse [kg]

Aus Gleichung (5.9) lässt sich der Elastizitätsmodul gemäß Gleichung (5.10) ableiten.

$$E = \frac{4 m}{I} \left( \frac{f_i L^2 \pi}{\lambda^2} \right)^2 \quad (5.10)$$



**Abbildung 5-6 Abhängigkeit des Stab- Elastizitätsmoduls von der Stab- Kerntemperatur**

In Abbildung 5-6 ist der E- Modul des Stator Stabes in axialer Richtung in Abhängigkeit der Stab- Kerntemperatur dargestellt. Der E- Modul sinkt bei Erwärmung auf das 6- fache der Bezugstemperatur um 3%. Das bedeutet eine durchschnittliche Reduktion des E- Moduls von 0,15% innerhalb von 5°C Erwärmung. Bei weiterer Erwärmung der Stab- Kerntemperatur auf das 7,25- Fache verringert sich der E- Modul um weitere 4%, was eine durchschnittliche Reduktion des E- Moduls von 3,2% innerhalb von 5°C Erwärmung bedeutet. Die Kurve fällt ab einem Temperaturverhältnis von 7,25 stark ab. Ab diesem Temperaturverhältnis wurde mit einer durchschnittlichen Reduktion des E- Moduls von 3,5% innerhalb von 5°C Erwärmung der größte Steifigkeitsverlust des Stabes gemessen.

### 5.2.1.3 Variation des Materialverhaltens von Stator Stäben unterschiedlicher Generatoren

An dieser Stelle stellt sich die Frage, ob für die numerische Berechnung von Wickelkopfschwingungen die Stab- Elastizitätskonstanten für jede Maschine explizit ermittelt werden müssen, oder ob es ausreichend ist, einen Beispielstab zu vermessen und diese Elastizitätskonstanten für sämtliche Maschinen zu übernehmen. Um diesen Sachverhalt zu klären, wurden im Zuge einer Messreihe fünf unterschiedliche Stator Stäbe aus fünf verschiedenen Wasserkraftprojekten ausgewählt und mittels experimenteller Modalanalyse und Druckversuch hinsichtlich Elastizitätsmodul und Schubmodul untersucht. Der Elastizitätsmodul in Richtung Stabachse ( $E_x$ ) wurde wie zuvor gemäß Formel (5.10) aus der gemessenen Biege- Eigenfrequenz ermittelt. Der Elastizitätsmodul in  $y$  – und  $z$  – Richtung wurde mittels Druckversuch ermittelt. Die Torsions-Eigenfrequenzen eines „freien“ Stabs errechnen sich gemäß Formel (5.11) [37]. Durch Umformen von Formel (5.11) errechnet sich der Schubmodul gemäß Formel (5.12).

$$f_i = \frac{\lambda_i}{2 \pi L} \left( \frac{G C}{\mu I_p} \right)^{1/2} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (5.11)$$

$$\lambda_i = i \pi \quad C = \frac{c h^3 b^3}{h^2 + b^2}$$

$f$ ...Eigenfrequenz [Hz]  
 $L$ ...Stablänge [m]  
 $G$ ...Schubmodul [ $N/m^2$ ]  
 $C$ ...Torsionswiderstandskonstante  
 $I_p$ ...Polares Flächenträgheitsmoment [ $m^4$ ]  
 $\mu$ ...Dichte [ $kg/m^3$ ]

Stabquerschnitt  


$h/b$	1	2	4	8
$c$	0,281	0,286	0,299	0,312

$$\downarrow$$

$$c \approx -0,0004 \left( \frac{h}{b} \right)^2 + 0,0079 \left( \frac{h}{b} \right) + 0,2728$$

$$G = \frac{\mu I_p}{C} \left( \frac{2 \pi L f_i}{\lambda_i} \right)^2 \quad (5.12)$$

Im Zuge dieser Messreihe konnte folgender Sachverhalt ermittelt werden:

Der Elastizitätsmodul aller geprüften Stäbe in Stabachse ( $E_x$ ) schwankt um  $\pm 35\%$  um das arithmetische Mittel und ist aufgrund des komplexen Stabaufbaus von der Biegeachse abhängig. Grundsätzlich liefert die Rückrechnung des Elastizitätsmoduls aus der Biegemode um die schwache Achse (siehe Abbildung 5-2  $z$  – Achse) einen etwas geringeren Elastizitätsmodul als um die starke Achse (siehe Abbildung 5-2  $y$  – Achse). Der via Druckversuch ermittelte Elastizitätsmodul in  $y$  – und  $z$  – Richtung (siehe Abbildung 4-7) schwankt um  $\pm 11\%$  um das arithmetische Mittel. Der

Schubmodul  $G_{yz}$  liegt bei den geprüften Stäben in einem sehr eingeschränkten Bereich und schwankt mitunter 1 % um das arithmetische Mittel.

## 5.2.2 Ermittlung der Einspannsteifigkeit der Stator Stäbe

Die Stator Stäbe sind über die gesamte Länge des Stator- Blechpaketes wie in Abbildung 5-7 a) dargestellt, eingespannt. Ab dem Nutendbereich kragen die Stäbe aus dem Blechpaket unter einem bestimmten Winkel aus. Die Fixierung der Stäbe im Blechpaket erfolgt in radialer Richtung wie in Abbildung 5-7 b) schematisch dargestellt, mittels Nutverschluss- Keil. In tangentialer Richtung wird der Stab durch die sogenannte Nut- Seitenfeder über die gesamte axiale Länge des Stabes gebettet. Hier sei nochmals angemerkt, dass es sich bei der untersuchten Maschine um einen Turbogenerator mit Stabwicklung handelt. Bei Hydrogeneratoren wird der Stab mit einem Harz benetzt, welches den Stab anstelle der Nut- Seitenfeder im Stator- Blechpaket in Umfangsrichtung bettet (vgl. [23]).

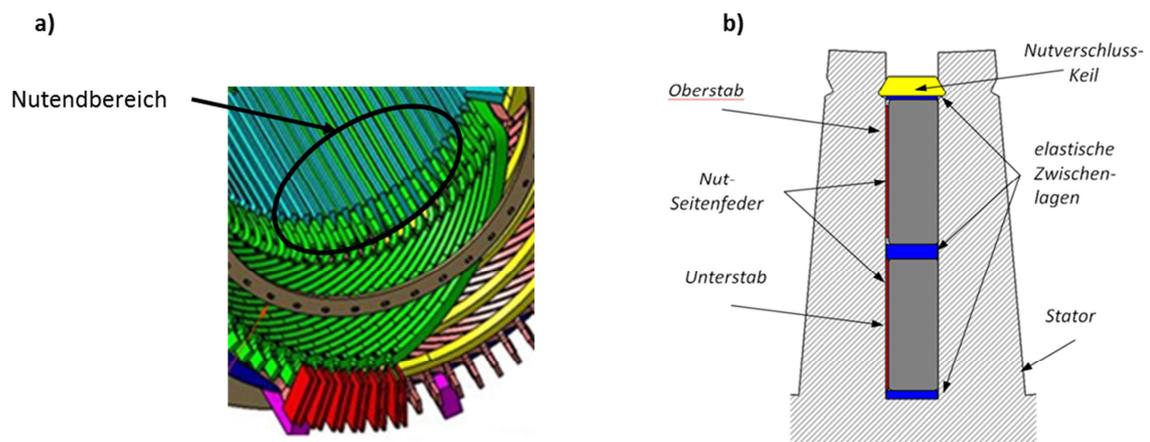


Abbildung 5-7 a) Wickelkopf- Nutendbereich, b) Schematische Darstellung der Einspannsituation [38]

Um die Anzahl an Elementen (Freiheitsgraden) so gering wie möglich zu halten, wird die Modellierung des Blechpaketes umgangen, indem die Stäbe in diesem Bereich wie in Abbildung 5-8 b) auf Feder- Elemente gelagert werden. Die Feder- Elemente werden an einer Seite mit dem Stab (Stabknoten) verbunden und an der anderen Seite festgehalten. Es werden sowohl Federn in radialer, als auch in tangentialer Richtung modelliert. Hier sei angemerkt, dass Blechpaketschwingungen, welche den Wickelkopf zu Schwingungen anregen können, nicht berücksichtigt werden.

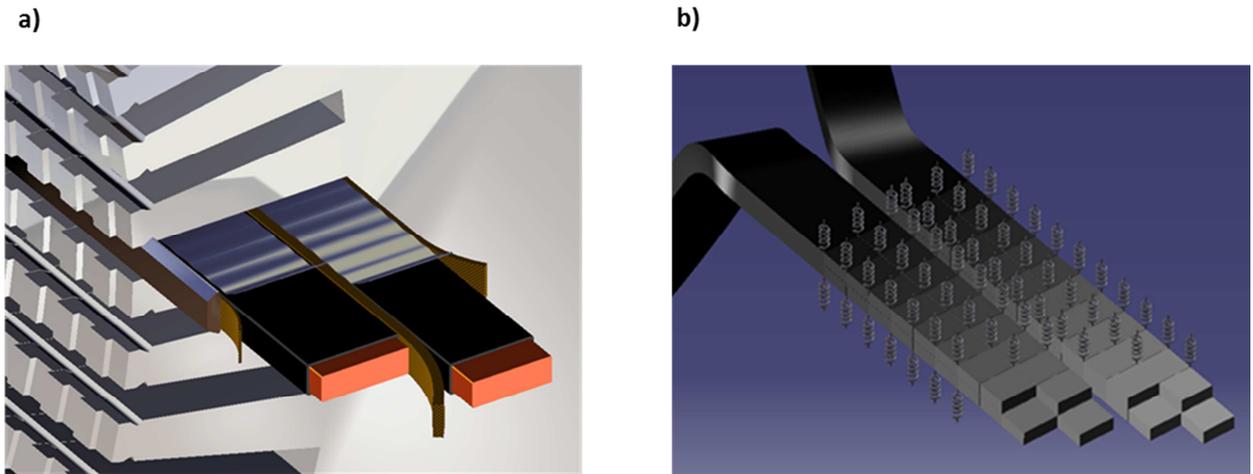
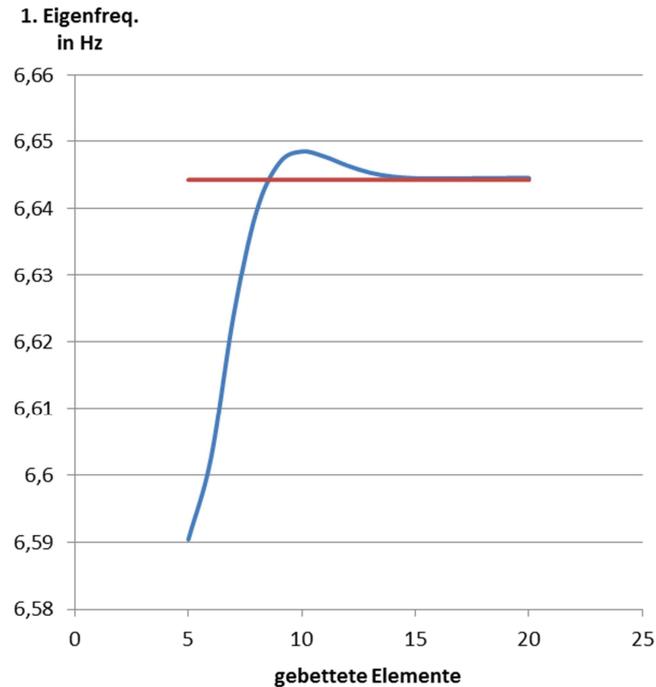


Abbildung 5-8 a) Reale Einspannsituation mit Nutseitenfeder, b) Modellierung der Einspannung mit Federn – FE- Test Modell

Die Aufgabe besteht nun in der Evaluierung der radialen und tangentialen Federsteifigkeiten. Des Weiteren muss ermittelt werden, auf welcher Länge der Stab auf Federn gelagert werden muss und wie fein der Stab im Bereich des Blechpaketes vernetzt werden muss.

### 5.2.2.1 Voruntersuchung zur Länge der Federbettung

Die reale Einspannlänge des Stabes erstreckt sich über die gesamte Länge des Blechpaketes. Jene Stababschnitte, welche weiter vom Nutbereich entfernt liegen, haben naturgemäß einen geringeren Einfluss auf das Schwingverhalten des auskragenden Stabes als jene, die sich im näheren Bereich des Nut- Endes befinden. Diese Tatsache erfordert die numerische Evaluierung jener Länge, auf der der Stab auf Federn gelagert werden muss. Ziel ist es, ein System mit einer möglichst kleinen Anzahl gebetteter Elemente zu finden, welches noch vernünftige Ergebnisse bezüglich der ersten Eigenfrequenz liefert. Dies bedeutet einen Kompromiss zwischen geringem Rechenaufwand und dennoch ausreichend genauen Ergebnissen. Dazu soll die erste Eigenfrequenz (Biegung um die schwache Achse) in Abhängigkeit der Anzahl gebetteter Elemente als Indiz für deren Einfluss dienen. Um das Breiten- Höhen- Verhältnis der Elemente nicht zu groß zu machen, wird eine Elementlänge von 30mm gewählt. Da die Federsteifigkeiten der radialen und tangentialen Federn erst ermittelt werden müssen, wird für die Untersuchung der Einspannlänge in erster Näherung eine tangentiale Federsteifigkeit von  $10^6 \text{ N/m}$  und eine unendlich steife radiale Einspannung angenommen. Abbildung 5-9 zeigt den Einfluss der Anzahl der gebetteten Elemente auf die FE- berechnete erste Eigenfrequenz. Die blaue Kurve zeigt, dass sich bei rund 16 Elementen die erste Eigenfrequenz gut an den rot eingezeichneten Referenzwert annähert. Der Referenzwert wurde durch die Simulation des Systems mit einer idealen, sehr hohen Anzahl an gebetteten Elementen ermittelt.



**Abbildung 5-9 Frequenzabhängigkeit des Stabes in Abhängigkeit der Anzahl der gebetteten Elemente**

Die in Abbildung 5-9 durchgeführte Netz- Konvergenzstudie ergibt eine optimale Anzahl gebetteter Elemente von 13. Die zu modellierende Länge der Federbettung (Anzahl der Elemente) ist somit bekannt. Im nächsten Schritt wird die radiale und tangentiale Federsteifigkeit der Federbettung unter Berücksichtigung der ermittelten Anzahl an gebetteten Elementen ermittelt.

### ***5.2.2.2 Systematische Methode zur Ermittlung der Federsteifigkeit***

Die systematische Methode zur Ermittlung der radialen und tangentialen Federsteifigkeit basiert auf dem Vergleich von gemessenen Eigenfrequenzen mit FE- berechneten Eigenfrequenzen. Dazu wurde ein Ober- und ein Unterstab original montiert und mittels Impulshammer nacheinander zu freien Schwingungen angeregt. Der Messaufbau ist in Abbildung 5-10 a) zu sehen. Um die Beschleunigung zu messen, wurden am Stab Beschleunigungssensoren befestigt. Parallel dazu wurde ein analoges FE- Ersatz- Modell erstellt, welches die Stäbe und die Federelemente beinhaltet und somit den Messaufbau repräsentiert. Das FE- Ersatz- Modell ist in Abbildung 5-10 b) dargestellt.

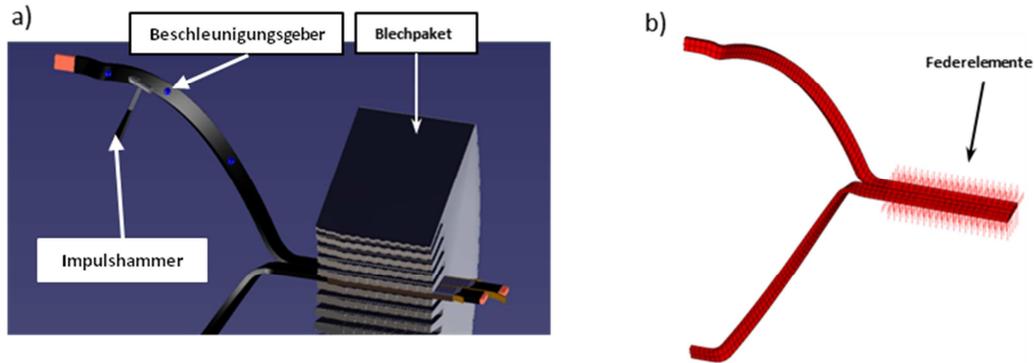


Abbildung 5-10 a) Versuch der experimentellen Modalanalyse, b) FE- Ersatz- Modell

Ziel dieser Methode ist es, anhand der experimentellen Modalanalyse an den eingespannten Stäben und der numerischen Modalanalyse am FE- Ersatz Modell, ein Feder- Steifigkeitspaar (radiale Federsteifigkeit und tangentiale Federsteifigkeit) zu ermitteln. Dabei werden die radialen und tangentialen Federsteifigkeiten im FE- Ersatz- Modell so eingestellt, dass die FE- berechneten Eigenfrequenzen der eingespannten (auf Federn gebetteten) Stäbe jenen der Messung möglichst nahe kommen.

### Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse

Das Ergebnis der experimentellen Modalanalyse am eingespannten Stab ist in Abbildung 5-11 in Form der FFT- analysierten Beschleunigung zu sehen.

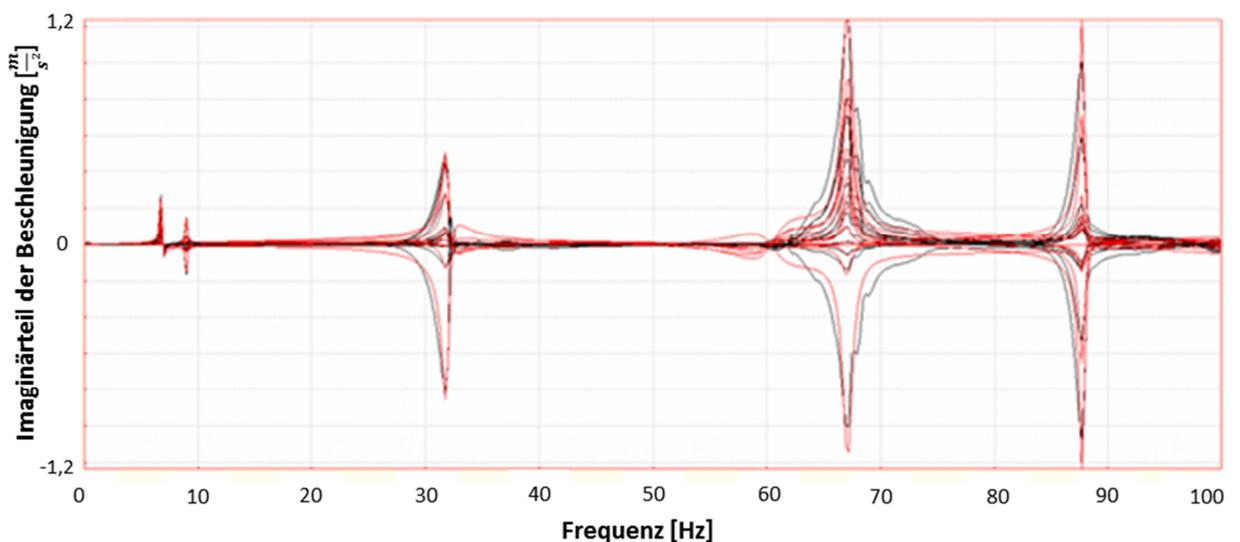


Abbildung 5-11 Frequenzspektrum (0-100 Hz)

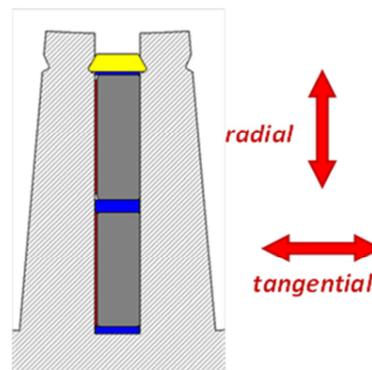
Neben den Eigenfrequenzen des eingespannten Stabes wurden auch die Eigenformen ermittelt. Für die Evaluierung der radialen Federsteifigkeit ist jene Eigenfrequenz heranzuziehen, dessen Schwingungsrichtung im Nutendbereich radial dominierend ist. Im Gegensatz dazu ist für die Evaluierung der tangentialen Federsteifigkeit jene Eigenfrequenz heranzuziehen, dessen Schwingungsrichtung im Nutendbereich tangential dominierend ist. In Tabelle I sind daher die

gemessenen Eigenfrequenzen hinsichtlich Schwingungsform und dominierender Schwingungsrichtung im Nutendbereich klassifiziert.

**Tabelle I Charakterisierung der Schwingungsformen**

Eigenfreq.	Charakteristika der Schwingung		
	Frequenz	Knoten	Schwingungsrichtung
Nr.	Hz	-	Blickrichtung parallel zur Generatorachse
1	6,8532	0	<i>tangential</i>
2	9,0949	0	<i>Verdrehung um Stabachse</i>
3	32,102	1	<i>tangential</i>
4	67,181	2	<i>tangential, minimal radial</i>
5	87,762	1	<i>radial, minimal tangential</i>
6	134,15	2	<i>tangential, radial</i>
7	174,45	3	<i>tangential</i>

Die Skizze in Abbildung 5-12 zeigt anhand des Querschnitts durch ein Stab- Paar im Nutendbereich jene, in Tabelle I beschriebenen Schwingungsrichtungen, in Blickrichtung parallel zur Generatorachse.



**Abbildung 5-12 Definition der Schwingungsrichtung**

Wie in Kapitel 4.5 beschrieben, besteht der Stator- Stab aus einer Vielzahl von Teilleitern. Gleiteffekte der einzelnen Teilleiter wurden in der Berechnung des Stab- E- Moduls nicht berücksichtigt. Da diese Gleiteffekte bei Moden höherer Ordnung (höhere Anzahl an Schwingungsknoten) einen höheren Einfluss haben, soll bei der Wahl der jeweiligen Eigenfrequenz zur Evaluierung der Federsteifigkeit neben der Schwingungsrichtung zusätzlich auf eine möglichst geringe Anzahl von Schwingungsknoten geachtet werden. Aus diesem Grund wird für die Evaluierung die erste und die fünfte Eigenfrequenz aus Tabelle I herangezogen.

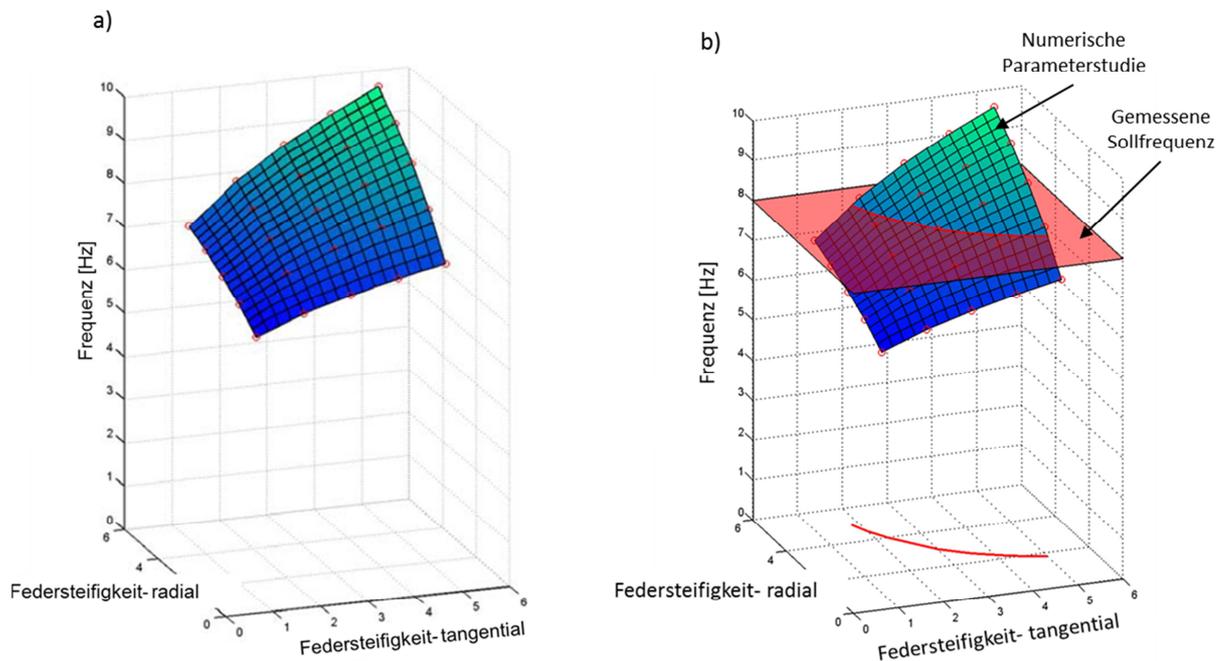
Wie bereits erwähnt wurde, beeinflussen die beiden Federsteifigkeiten die Frequenzen des Systems auf unterschiedliche Art und Weise. Nicht jede Eigenfrequenz wird durch die Veränderung einer der beiden Federsteifigkeiten (radial/tangential) gleichermaßen verändert. Es zeigt sich bei genauerer Beobachtung eine Abhängigkeit von der Schwingungsrichtung in der Einspannung, weshalb jeweils

eine Eigenfrequenz mit einer möglichst ausgeprägten, dominierenden Schwingungsrichtung zur Evaluierung herangezogen wurde. Da diese Einflüsse zwar nachweisbar sind, jedoch nicht durch mathematische Formeln beschrieben werden können, muss die Suche nach den Steifigkeiten systematisch iteriert werden. Die Methode der Lösungsfindung wird mit MATLAB® durchgeführt.

### Prinzip der Lösungsfindung

Um die tangentialen und radialen Federsteifigkeiten zu ermitteln, werden zu Beginn am FE- Ersatz-Modell (siehe Abbildung 5-10 b) Modalanalysen mit unterschiedlichen Feder- Steifigkeitspaaren (radial/tangential) durchgeführt. Man erhält eine Anzahl an Eigenfrequenzen, welche in ein dreidimensionales Diagramm (Abbildung 5-13 a) übertragen werden. In diesem Diagramm wird auf der x- Achse die tangentiale Federsteifigkeit, auf der y- Achse die radiale Federsteifigkeit und auf der z- Achse die Eigenfrequenz aufgetragen. Durch Interpolation zwischen den FE- berechneten Frequenzpunkten erhält man eine Fläche. Diese dreidimensionale Fläche, welche näherungsweise die Funktion der Eigenfrequenz in Abhängigkeit der beiden Federsteifigkeiten darstellt, ist in Abbildung 5-13 a) zu sehen.

Da durch die Messung bereits die Sollfrequenz gefunden wurde, kann nun die numerisch berechnete, interpolierte Fläche mit einer horizontalen Fläche auf Höhe des Sollwertes der Eigenfrequenz (Abbildung 5-13 b – rote Fläche) zum Schnitt gebracht werden. Wie in Abbildung 5-13 b) skizziert, erhält man eine Schnittkontur der beiden Flächen, welche auf die x-y-Ebene projiziert, alle möglichen Wertepaare aus den beiden Federsteifigkeiten (radial/tangential) darstellt, bei denen die FE- Berechnung denselben Frequenzwert wie die Messung erzielt.



**Abbildung 5-13 a) Interpolierte Fläche einer Frequenz aus numerischer Parameterstudie; b) Schnitt der interpolierten Fläche mit der gemessenen Soll- Frequenz (rote Fläche)**

Wiederholt man diese Vorgangsweise für die anderen, relevanten Eigenfrequenzen, so bekommt man mehrere Konturen, welche sich bestenfalls alle in einem Punkt schneiden. Im Allgemeinen ist dies nicht der Fall, weshalb man sich auf den Schnittpunkt der beiden relevantesten Eigenfrequenzen (siehe Tabelle I) konzentriert. In Abbildung 5-14 ist beispielhaft die Ermittlung der Konturen aus zwei Eigenfrequenzen skizziert. Auf der Basisebene sieht man den Schnittpunkt der projizierten Schnittkonturen. Anhand dieses Schnittpunktes kann nun die radiale und die tangentiale Federsteifigkeit abgelesen werden.

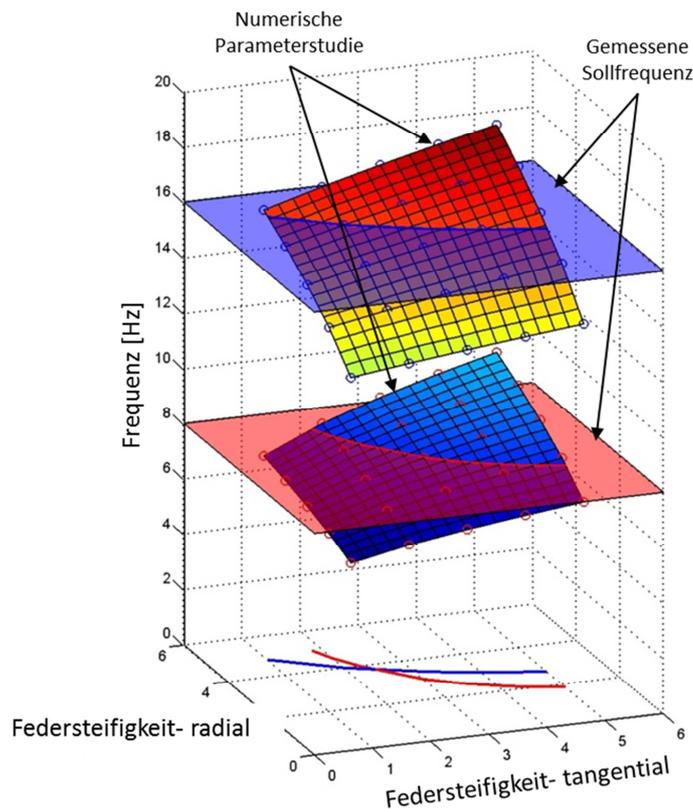


Abbildung 5-14 Interpolierte Flächen und Schnittkonturen zweier Eigenfrequenzen

### Iterative Optimierung der Einspannlänge

Die Untersuchung zur Länge der Federbettung (Anzahl der gebetteten Elemente) in Kapitel 5.2.2.1 wurde nicht für die berechneten Federsteifigkeiten durchgeführt, da diese zu Beginn nicht vorhanden sind. Aus diesem Grunde wurde die Untersuchung für fiktive Federsteifigkeiten durchgeführt. Mit den nun bekannten Einspannsteifigkeiten (Federsteifigkeiten) wird die Ermittlung der Einspannlänge erneut durchgeführt. Abbildung 5-15 zeigt die Abhängigkeit der beiden zur Evaluierung herangezogenen Eigenfrequenzen von der Anzahl der eingespannten bzw. gebetteten Elemente. Die blaue Linie zeigt den Verlauf der ersten bzw. fünften Eigenfrequenz in Abhängigkeit der Anzahl an gebetteten Elementen. Die rote, waagrechte Linie stellt das Optimum bei einer sehr hohen Anzahl an gebetteten Elementen dar. Der Fehler ist bereits ab einer Anzahl von 10 gebetteten Elementen minimalst, weshalb diese Elementanzahl als Richtlinie für die Modellierung herangezogen wird.

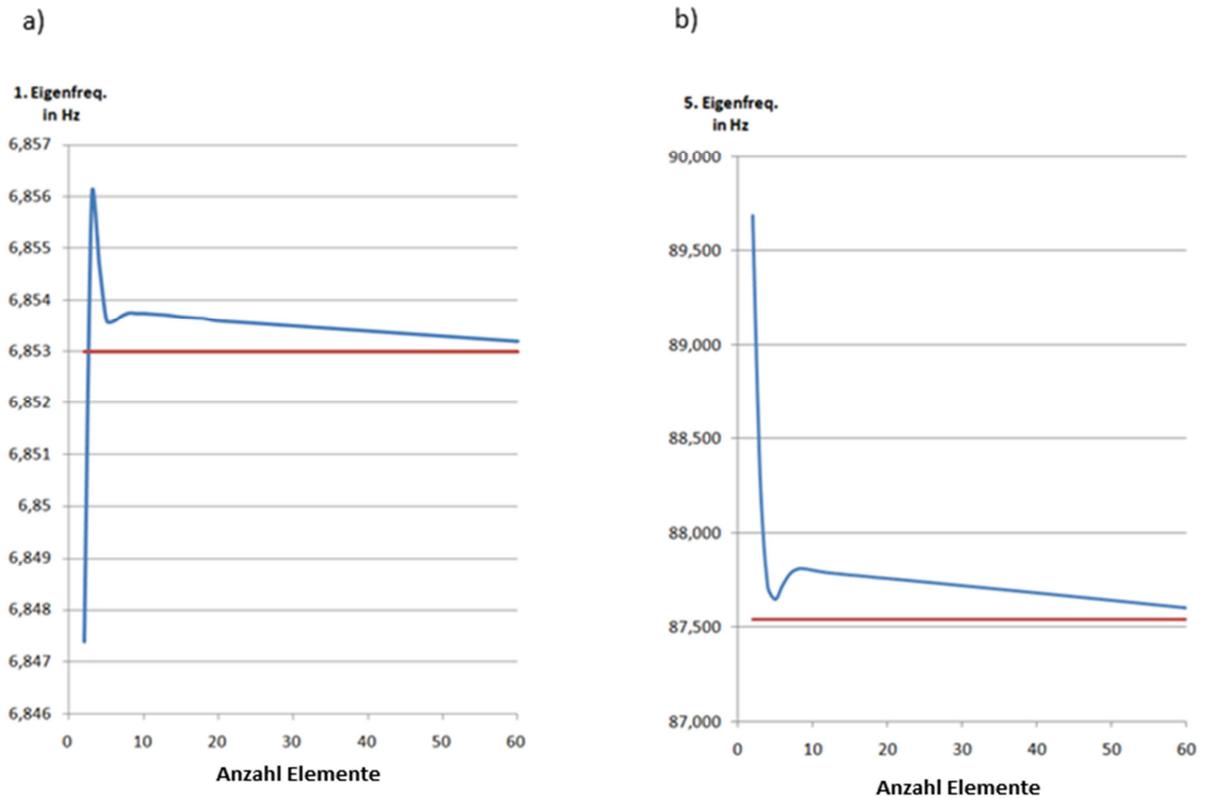


Abbildung 5-15 Abhängigkeit der ersten a) und fünften b) Eigenfrequenz von der Einspannlänge

Anhand dieser Methode konnten die Federsteifigkeiten der radialen und tangentialen Federn erfolgreich ermittelt werden. Die Modellierung des Blechpaketes kann so erfolgreich umgangen werden, was zu einer erheblichen Erleichterung in der Modellbildungs- Phase und zu einer deutlich geringeren Anzahl an finiten Elementen führt.

### 5.2.3 Stirngewölbe

Wie bereits einleitend erwähnt, findet das Stirngewölbe als Versteifungsmaßnahme nur bei Turbogeneratoren Anwendung. Hydrogeneratoren weisen kein Stirngewölbe auf. Grund dafür ist die deutlich kürzere axiale Länge des Wickelkopfes bei Wasserkraft- Generatoren. Dadurch sind die Schwingungsamplituden im Stirnbereich naturgemäß etwas kleiner und die Notwendigkeit eines Stirngewölbes nicht vorhanden. Abbildung 5-16 a zeigt das Stirngewölbe eines Turbogenerators. Zur Veranschaulichung wurde Ober- und Unterstab in Rot sowie die Kupferlasche in Gold schematisch dargestellt. Sowohl die Stäbe als auch die Kupferlaschen befinden sich aus Isolationsgründen in der sogenannten Stirnkappe. Die Stirnkappe wird bei der Montage mit einer viskosen Füllmasse gefüllt und anschließend über Ober- und Unterstab geschoben. Die Füllmasse ist thermohärtend und härtet bei Raumtemperatur aus. Keile aus Hartgewebe, welche in tangentialer Richtung zwischen den aufeinander folgenden Stirnkappen montiert werden, bilden das in Umfangsrichtung geschlossene Stirngewölbe. Bevor der Keil radial zwischen die Stirnkappen geschoben wird, wird ein thermohärtender Filz um ihn gewickelt. Dieser härtet wie die Kappen- Füllmasse bei Raumtemperatur aus und hat die Aufgabe Unebenheiten auszugleichen. Die Steifigkeit des Wickelkopfes wird durch das Stirngewölbe erheblich erhöht.

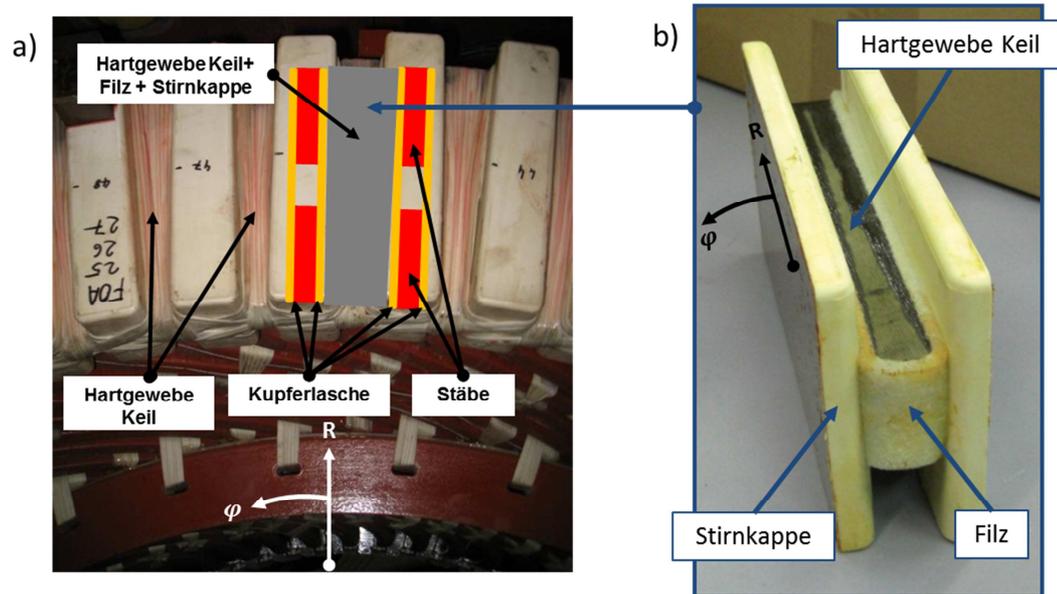


Abbildung 5-16 a) Stirngewölbe eines Turbogenerators b) Kappenmodell

Im Finite Elemente- Modell werden die Kupferlaschen aufgrund ihrer hohen Steifigkeit separat modelliert. Die Stirnkappe mit Füllmasse sowie der Hartgewebe Keil und der thermohärtende Filz werden jedoch nicht detailliert modelliert. Eine detaillierte Modellierung dieser Komponenten würde die Anzahl an Freiheitsgraden unnötig erhöhen. Aus diesem Grunde wird der Bereich zwischen zwei, in Umfangsrichtung aufeinander folgende Kupferlaschen verschmiert modelliert. Dieser Bereich ist in Abbildung 5-16 a) grau dargestellt und repräsentiert die in Abbildung 5-16 b) dargestellten Komponenten – Stirnkappe, Filz und Hartgewebe Keil. Die erforderliche Materialkonstante, welche den in Abbildung 5-16 a) grau dargestellten Bereich abbildet, muss via Druckversuch ermittelt werden. Dazu wurde ein Mess- Modell, das Kappenmodell in Abbildung 5-16 b) angefertigt. Dieses bildet den Bereich zwischen zwei aufeinander folgende Kupferlaschen ab und besteht somit aus einem Stück der gefüllten Stirnkappe, Filz und Hartgewebe Keil in jener Reihenfolge, wie sie in Abbildung 5-16 b) dargestellt ist. Aus diesem Modell wurden Prüf- Muster herausgeschnitten, welche einer Druckprobe unterzogen wurden (siehe Abbildung 5-17). Um den Einfluss der Temperatur zu berücksichtigen, wurden weitere Prüflinge auf 6- fache Bezugstemperatur erwärmt und ebenfalls einem Druckversuch unterworfen. Das Finite Elemente Modell wird in Kapitel 6.7 detailliert erklärt.

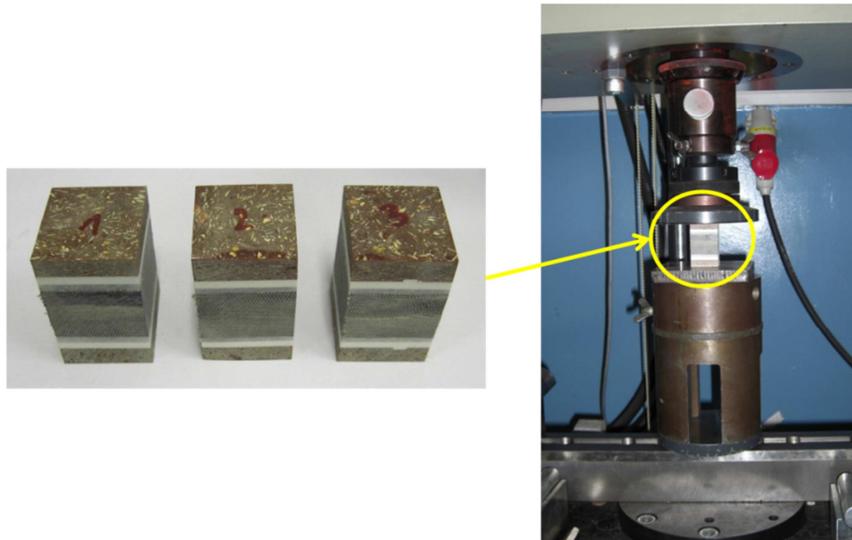


Abbildung 5-17 Druckversuch am Kappenmodell

Abbildung 5-18 zeigt den bei Bezugstemperatur gemessenen Kraft- Weg- Verlauf. Unter Kenntnis der Querschnittsfläche  $A$  und der Ausgangslänge  $l_0$  des Prüflings kann der Elastizitätsmodul gemäß Formel (5.13) direkt aus dem Hookschen Gesetz ermittelt werden. Zu Beginn des Druckversuches werden erste Unebenheiten überwunden, was zu einem unregelmäßigen Kraftverlauf zu Beginn führt. Aus diesem Grund wird für die Ermittlung des E- Moduls der Steigungswinkel  $\tan \alpha = \frac{\Delta F}{\Delta l}$  im Bereich annähernd konstanter Steigung zwischen 20 und 40 kN herangezogen.

$$E = \frac{\Delta F}{\Delta l} * \frac{l_0}{A} \quad (5.13)$$

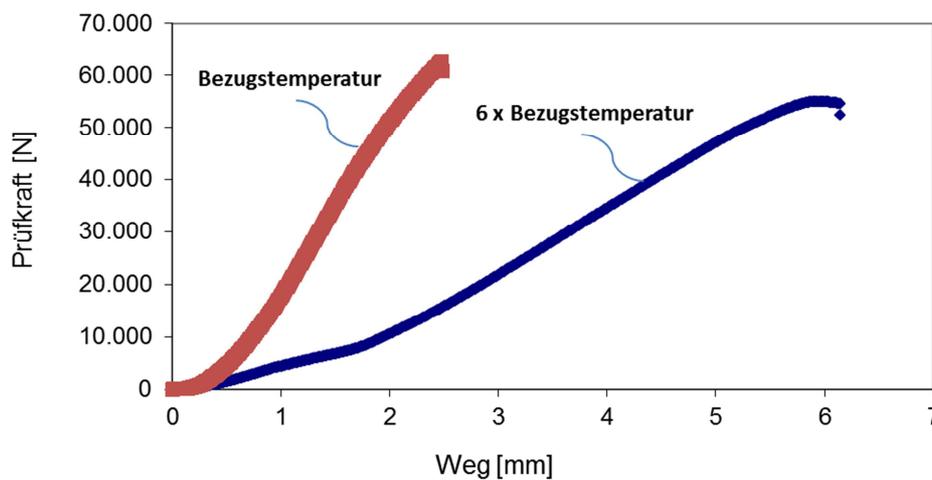


Abbildung 5-18 Kraft- Weg- Diagramm aus dem Druckversuch bei Bezugstemperatur

Tabelle II zeigt die an 6 verschiedenen Prüflingen ermittelten Elastizitätsmodule bei Bezugstemperatur bzw. bei 6-facher Bezugstemperatur. Der ermittelte E-Modul des Stirngewölbes fällt innerhalb dieses Temperaturanstiegs auf rund 33% seines Ausgangswertes bei Bezugstemperatur ab, was auf einen erheblichen Temperatureinfluss hinweist. Da die durchschnittlichen Temperaturen dieser Maschine im Nennbetrieb das 6,5 fache der Bezugstemperatur erreichen, wurden sämtliche Analysen im Betrieb mit dem ermittelten Elastizitätsmodul bei 6-facher Bezugstemperatur durchgeführt. Der ermittelte Elastizitätsmodul bei Bezugstemperatur wird für jene Rechnungen herangezogen, welche den Messungen an der kalten Maschine gegenübergestellt werden (z.B. Modalanalyse zur Evaluierung der Steifigkeit des Systems durch Vergleich mit experimenteller Modalanalyse am Wickelkopf im kalten Zustand – vgl. Kapitel 7.1).

**Tabelle II E-Modul des Stirngewölbes bei Bezugstemperatur und 6-facher Bezugstemperatur**

Proben- Nr.	Proben-Temperatur	Gemessene Steifigkeit: Delta_F/Delta_I) [N/mm]	E-Modul [Mpa]
1	T_Bezug	39047	1632,00
2	T_Bezug	40118	1676,76
3	T_Bezug	35067	1465,65
4	6 * T_Bezug	11908	497,70
5	6 * T_Bezug	12720	531,64
6	6 * T_Bezug	11875	496,32

#### 5.2.4 Stütz-, Distanz- und Wicklungsschilddichtring

Während die in Abbildung 3-4 blau dargestellten Stützringe die Aufgabe haben, den Stator-Wickelkopf radial zu versteifen, dient der Wicklungsschilddichtring (siehe Abbildung 5-19) lediglich als Halterung für das Wicklungsschild und trägt somit nicht wesentlich zur Versteifung des Wickelkopfes bei. Der in Abbildung 3-4 und Abbildung 5-20 dargestellte Distanzring hat die Aufgabe die Oberstäbe gegen die Unterstäbe abzustützen. Sowohl Stütz- und Distanzring als auch der Wicklungsschilddichtring sind beim betrachteten Turbogenerator aus demselben Material und können daher mittels derselben Messung charakterisiert werden. Auch die Art der Anbindung ist vom Prinzip in allen drei Fällen die Gleiche. Die Ringe werden über eine in Harz getränkte, bei Raumtemperatur aushärtende Filzschicht an die Stäbe bandagiert, was in Abbildung 5-19 und Abbildung 5-20 dargestellt ist.

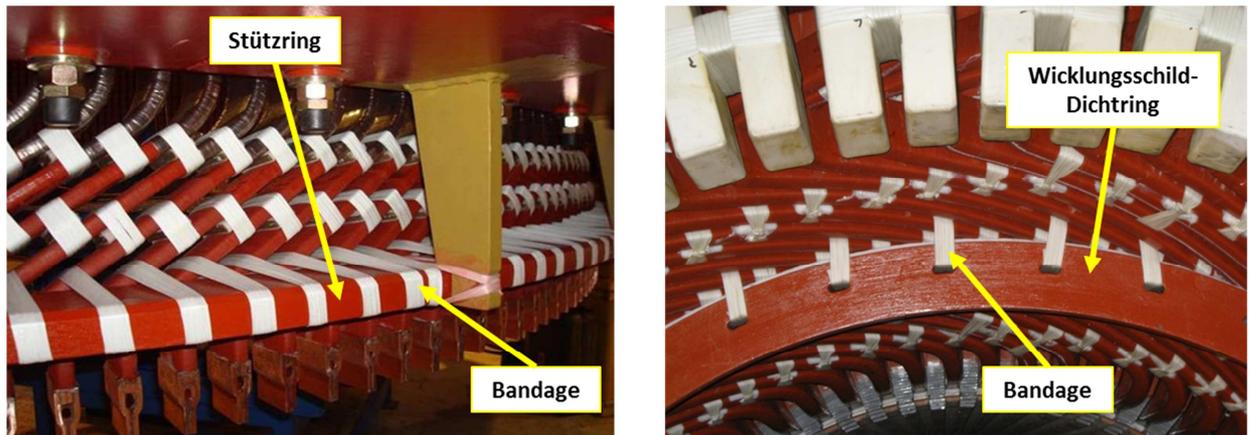


Abbildung 5-19 Bandagierter Stützring und Wicklungsschild- Dichtring

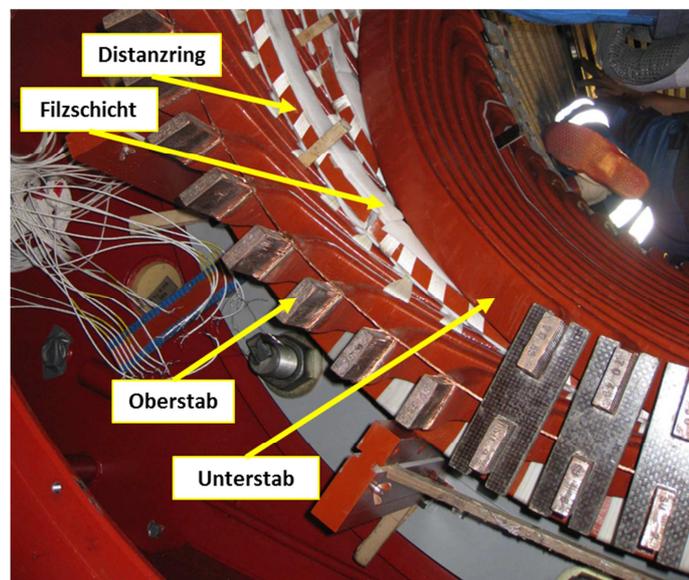


Abbildung 5-20 Distanzring mit Filzschicht in einem Turbogenerator

Der Elastizitätsmodul der Ringe wurde indirekt ermittelt, indem von der gemessenen Eigenfrequenz des Ringes (experimentelle Modalanalyse gemäß Abbildung 5-21) auf den Elastizitätsmodul gemäß Formel (5.14) bzw. (5.15) rückgerechnet wurde. Abbildung 5-21 zeigt den schematischen Messaufbau. Der Ring wird mittels einer Schnur aufgehängt. Diese Art der Lagerung hat so gut wie keinen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Ringes, wodurch die Messung nicht unnötig verfälscht wird. Zuvor wird der Ring mit 12 Beschleunigungssensoren bestückt, welche die Aufgabe haben, das Zeitsignal der Beschleunigung zu messen. Das Anschlagen mittels Impulshammer erfolgt auf 4:30 Uhr.

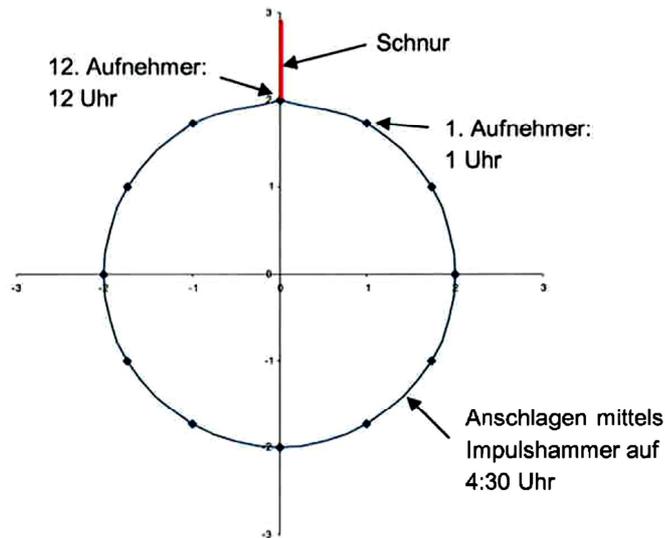


Abbildung 5-21 Schema der experimentellen Modalanalyse an den Ringen

Mittels der FFT-Analyse wird aus dem Zeitsignal das Frequenzspektrum des Rings bestimmt, welches in Abbildung 5-22 zu sehen ist. Die Amplitude der Beschleunigung ist durch die blauen Punkte und der Phasengang durch die Linie in Magenta dargestellt.

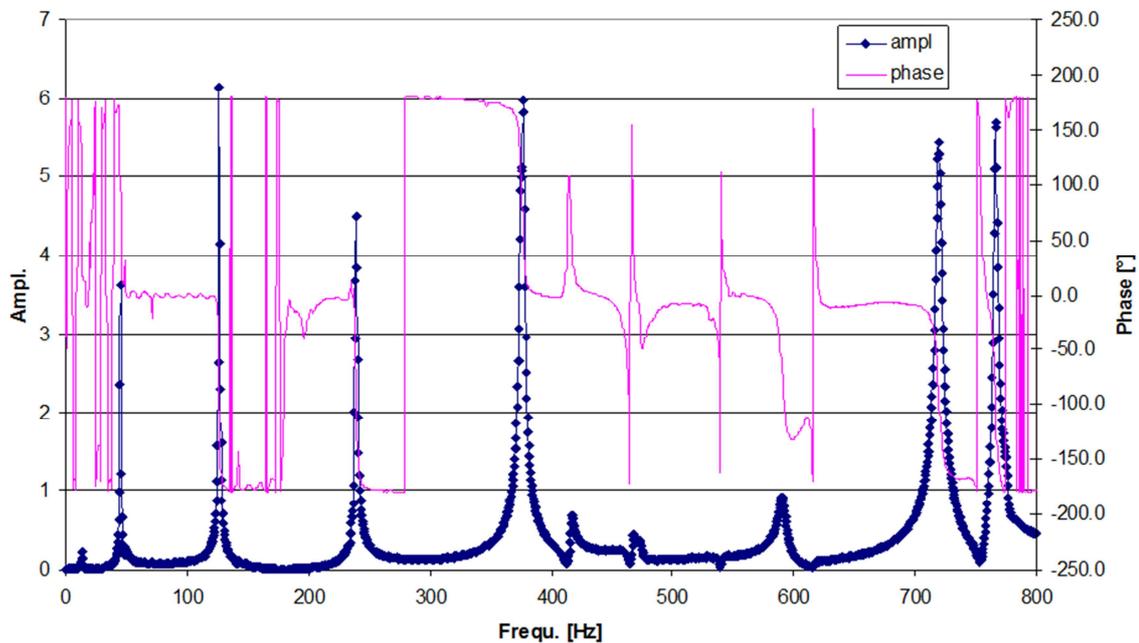
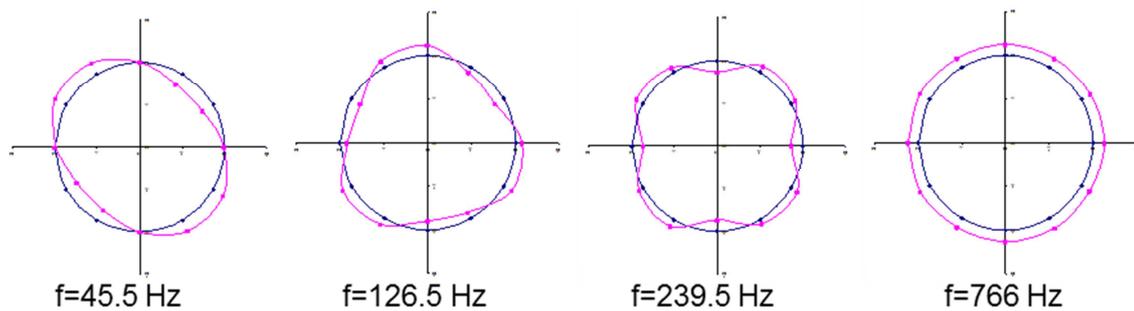


Abbildung 5-22 Frequenzspektrum des Radial- Aufnehmers auf 1 Uhr

Abbildung 5-23 zeigt die zugehörigen gemessenen Eigenformen der ersten drei Biegemoden sowie der Radialmode.



**Abbildung 5-23 Eigenformen der Biegemoden  $i=2$  bis  $i=4$  in Ringebene sowie Radialmode  $i=0$  (Messwerte)**

Um im Anschluss anhand der gemessenen Eigenfrequenzen auf den Elastizitätsmodul rückzurechnen, muss eine Mode ausgewählt werden, die das Schwingungsverhalten ausreichend repräsentiert. Grundsätzlich können die Eigenmoden eines dünnen, geschlossenen und „freien“ Rings folgendermaßen eingeteilt werden:

- Radialmoden (Radiale Dehnung bzw. Stauchung des Rings) ( $i=0,1,2,3,\dots$ )
- Torsionsmoden ( $i=0,1,2,3,\dots$ )
- Biegemoden in Ringebene ( $i=1,2,3,\dots$ )
- Biegemoden außerhalb der Ringebene ( $i=1,2,3,\dots$ )

Zur Bestimmung des E-Moduls wird die vierknotige Biegemode ( $i = 2$ ) in Ringebene herangezogen. Zum Vergleich wird der E-Modul ebenso durch die Umrechnung aus den weiteren Biegemoden in Ringebene sowie der ersten Radialmode ( $i = 0$ ) bestimmt. Die Eigenfrequenzen der Radialmoden sind gemäß Gleichung (5.14) und die Eigenfrequenzen der Biegemoden in Ringebene gemäß Gleichung (5.15) nach definiert [37]. In diesen beiden Gleichungen steht  $i$  für die Anzahl der Vollwellen am Ringumfang ( $2i =$  Anzahl der Schwingungsknoten),  $I$  für das Flächenträgheitsmoment und  $m$  für die Ringmasse/ Ringumfang [kg/m].  $R$  steht für den mittleren Radius des Ringes und ist in Abbildung 5-24 schematisch am Ersatzquerschnitt des Ringes dargestellt. Anhand der gemessenen Eigenfrequenz  $f_i$  wird gemäß den Gleichungen (5.14) und (5.15) im nächsten Schritt der E-Modul berechnet. Diesen Gleichungen liegen folgende Vereinfachungen zugrunde [37]:

- Vernachlässigung der Dämpfung
- Dünner Ring (Dicke des Rings  $\ll$  Ringradius)
- Schubverformung vernachlässigt
- Rotationsträgheit vernachlässigt
- Homogener, freier Ring (keine „Auflage“)
- Biege- und Torsionsmoden entkoppelt
- Keine Verwölbung der Querschnitte zufolge Torsion
- Ersatzquerschnitt  $\Rightarrow$  Rechtecksquerschnitt (ohne Fase und Radien)

$$f_i = \frac{(1+i^2)^{1/2}}{2 \pi R} \left( \frac{E}{\rho} \right)^{1/2} \quad [\text{Hz}] \quad i = 0,1,2,3,\dots \quad (5.14)$$

$$f_i = \frac{i (i^2 - 1)}{2 \pi R^2 (i^2 + 1)^{1/2}} \left( \frac{E I_y}{m} \right)^{1/2} \quad [\text{Hz}] \quad i = 1,2,3,\dots \quad (5.15)$$

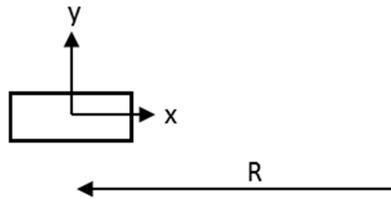


Abbildung 5-24 Ersatzquerschnitt des Ringes mit Koordinatensystem

Der Stützring wurde gewogen und abgemessen um die Dichte  $\rho$  gemäß Formel (5.16) zu bestimmen:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{40.95 \text{ kg}}{0.02174 \text{ m}^3} \approx 1880 \text{ kg/m}^3 \quad (5.16)$$

Die im Anschluss aus den gemessenen Eigenfrequenzen errechneten E- Module sind in Tabelle III dargestellt. Der Vergleich der analytischen Lösung mit einer numerischen Modalanalyse auf Basis der Methode der finiten Elemente zeigt bei Moden mit geringer Anzahl von Schwingungsknoten eine sehr gute Übereinstimmung der berechneten Eigenfrequenzen. Erst mit steigender Anzahl von Knoten entstehen Abweichungen. Grund dafür ist, dass die nicht berücksichtigte Schubverformung mit zunehmender Anzahl an Schwingungsknoten immer mehr Einfluss auf das Schwingverhalten des Ringes ausübt. Aus diesem Grund wird der erste Biegemode ( $i=2$ ) in Ringebene zur Bestimmung des E-Moduls herangezogen. Da hier in erster Linie die globalen Wickelkopfschwingungen von Interesse sind und diese die Ringe zu Biegeschwingungen in der Ringebene anregen, kommt der reine Radialmod (0 Schwingungsknoten) für die Ermittlung des E- Moduls nicht in Frage. Der Elastizitätsmodul liegt somit bei  $E = 43380 \text{ MPa}$ .

Tabelle III Berechnete E- Module

Frequ. [Hz]	Radialschwingung				E-Modul [MPa]
	Ampl.	Phase	i	Type	
45.5	3.63	52.17	2	in Ringebene	<b>43380</b>
126.5	6.15	-59.71	3	in Ringebene	41913
239.5	4.51	-81.07	4	in Ringebene	40865
766	5.68	-88.40	0	Radialmode	41218



Der Frequenzbereich der Messung reicht bis 800 Hz. Der Messung liegt eine Frequenzauflösung von 0.5 Hz zu Grunde. Die Berechnung des E- Moduls aus zwei unterschiedlichen Frequenzen mit einer Differenz der Frequenzauflösung von 0,5 Hz zeigt, dass der Elastizitätsmodul um ungefähr +/-1000 MPa (+/-2,3%) vom berechneten Wert abweichen kann. Beim Vergleich der analytischen Lösungen mit Ersatzquerschnitt und einer durchgeführten FE-Berechnung mit Originalquerschnitt inklusive Fase und diversen Radien zeigen sich Abweichungen von kleiner 2.5%. Dies liegt somit im Bereich der Messauflösung.

### 5.2.5 Thermohärtende Filzschicht

Sowohl die Stütz-, Distanz- als auch Wicklungsschilddichtringe werden nicht direkt an die Stäbe bandagiert. Eine in Harz getränkte, thermohärtende (bei Raumtemperatur aushärtende) Filzschicht dient als Zwischenlage (siehe Abbildung 5-20). Um den Elastizitätsmodul dieser Filzschicht zu ermitteln, wurde ein Druckversuch an einem Prüfmuster dieser Filzschicht durchgeführt. Um in späterer Folge den Einfluss der Temperatur auf das strukturdynamische Verhalten evaluieren zu können, wurde der Druckversuch bei Raumtemperatur und bei 105°C durchgeführt. Des Weiteren wurden drei verschiedene Filzarten geprüft. Das Ergebnis des Druckversuchs ist in Abbildung 5-25 dargestellt. Aus Gründen der Geheimhaltung wird das Ergebnis nur qualitativ ohne Absolut Werte dargestellt. Der signifikante Einfluss der erhöhten Temperatur auf das Elastizitätsverhalten des Filzes ist deutlich erkennbar und muss in der Berechnung unbedingt berücksichtigt werden.

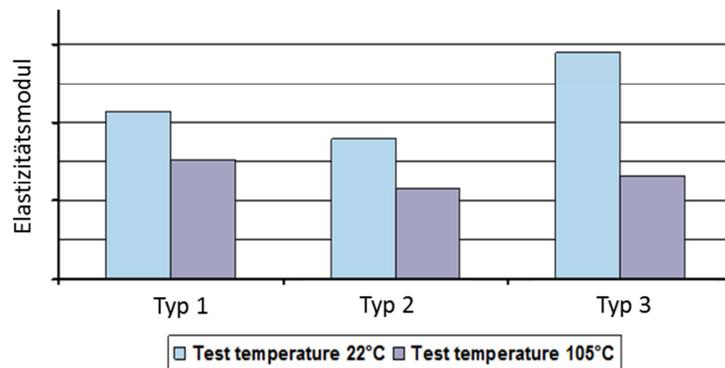


Abbildung 5-25 E-Modul der thermohärtenden Filzschicht bei 22°C und 105°C

### 5.2.6 Distanzstücke

Die Distanzstücke haben die Aufgabe, den Abstand zwischen den Stäben im Bereich des Wickelkopfes in Umfangsrichtung konstant zu halten. Dazu werden in mehreren Reihen über der axialen Länge des Wickelkopfes Distanzstücke bandagiert. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 5-26 ersichtlich.

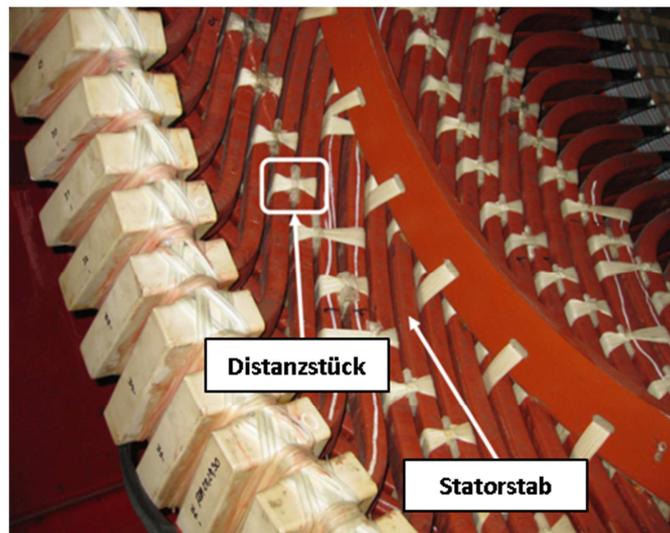


Abbildung 5-26 Distanzstücke [36]

Die Bandagen fixieren die Distanzstücke jedoch nur begrenzt, sodass ein Gleiten der Distanzstücke in Richtung der Stabachse möglich ist. Im Hinblick auf das FE- Modell wird der Kontakt zwischen Distanzstück und Stäben jedoch vereinfacht unendlich steif modelliert. Weiters wird auf die Modellierung der Bandagen verzichtet (siehe Abbildung 6-25). Dies entspricht somit nicht exakt der Realität. Aus diesem Grunde wird ein Prüfstand konzipiert, welcher die Messung der erforderlichen Materialkonstanten des Distanzstückes, E- Modul und Schubmodul unter Berücksichtigung des vereinfacht unendlich steif modellierten Kontaktes bei Vernachlässigung der Modellierung der Bandagen zum Ziel hat. Diese Untersuchung wurde in [36] publiziert.

### 5.2.6.1 Beschreibung des Versuchsaufbaus

Der in Abbildung 5-27 abgebildete Prüfstand besteht aus zwei eingespannten, auskragenden Stäben, welche im vorderen Bereich durch ein Distanzstück verbunden sind. Das Distanzstück wird original mit den Stäben bandagiert. Dieses System wird mit einem Impulshammer zu freien Schwingungen angeregt. Das Zeitsignal der Beschleunigung wird mittels Beschleunigungssensoren, welche an der Oberfläche der beiden Stäbe fixiert sind, gemessen. Um nicht Gefahr zu laufen, Torsionsschwingungen um die Stabachse mit Biegeschwingungen zu verwechseln, werden die Sensoren über der Breite des Stabes versetzt fixiert. Das Zeitsignal der Messung wird via Fast Fourier Analyse in den Frequenzbereich transformiert. Somit können die jeweiligen Eigenfrequenzen und deren zugehörige Eigenformen identifiziert werden.



Abbildung 5-27 Prüfstand zur Ermittlung der Materialparameter der Distanzstücke [36]

### 5.2.6.2 Beschreibung des FE- Modells des Prüfstandes

Analog zur Messung wurden die Eigenfrequenzen und deren zugehörige Eigenformen anhand eines adäquaten FE- Modelles des Prüfstandes, welches in Abbildung 5-28 zu sehen ist, numerisch ermittelt. Der Elastizitätsmodul, sowie der Schubmodul werden durch einen Abgleich der numerischen Modalanalyse am FE- Modell des Prüfstandes mit der experimentellen Modalanalyse am Prüfstand ermittelt. Dabei wird der Elastizitätsmodul sowie der Schubmodul im FE- Modell solange verändert, bis die FE- berechnete Eigenfrequenz mit der gemessenen Eigenfrequenz übereinstimmt.

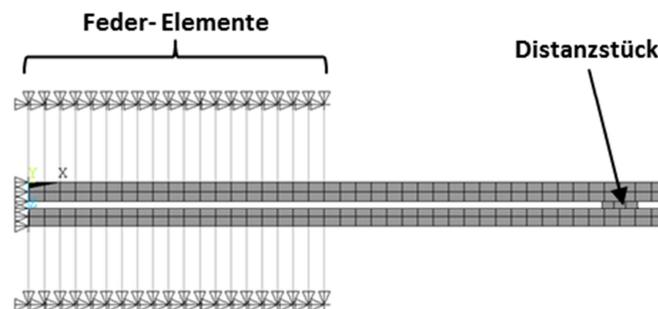


Abbildung 5-28 FE- Modell des Prüfstandes [36]

Da die Einspannung der Stäbe am Prüfstand nicht unendlich steif ist, muss diese ermittelt werden. Dazu wird das Distanzstück entfernt und alle Sensoren auf einen der beiden Stäbe fixiert. Abbildung 5-29 b) zeigt die Konfigurationen des Prüfstands zur Evaluierung der Einspannsteifigkeit der Stäbe. Alle Sensoren (gelbe Dreiecke) befinden sich auf einem Stab. Die Einspannung wird im FE- Modell des Prüfstandes durch Federelemente simuliert (siehe Abbildung 5-28). Die Steifigkeit dieser Federelemente wird nun so angepasst, dass die numerisch berechneten Eigenfrequenzen mit den experimentell ermittelten Eigenfrequenzen übereinstimmen. Somit ist die Einspannsteifigkeit im FE- Modell abgebildet und die Ermittlung der erforderlichen Materialparameter des Distanzstückes kann durchgeführt werden. Dazu wird das Distanzstück zwischen den beiden Stäben bandagiert und die Sensoren auf beide Stäbe verteilt (siehe Abbildung 5-29 a).

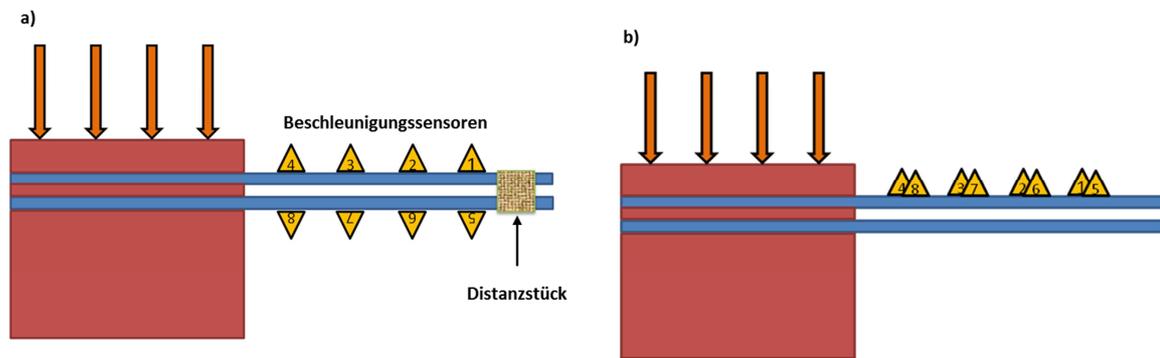


Abbildung 5-29 Schematische Darstellung der Pufstands- Konfigurationen

### 5.2.6.3 Ermittlung der Materialparameter

Abbildung 5-30 zeigt das Frequenzspektrum der experimentellen Modalanalyse. Während der erste Peak bei ca. 90 Hz jene Mode charakterisiert, bei der die beiden Stäbe in Phase schwingen (siehe Abbildung 5-31), ist der zweite Ausschlag bei ca. 450 Hz der Mode zuzuordnen, bei der die Stäbe gegenphasig schwingen (siehe Abbildung 5-32).

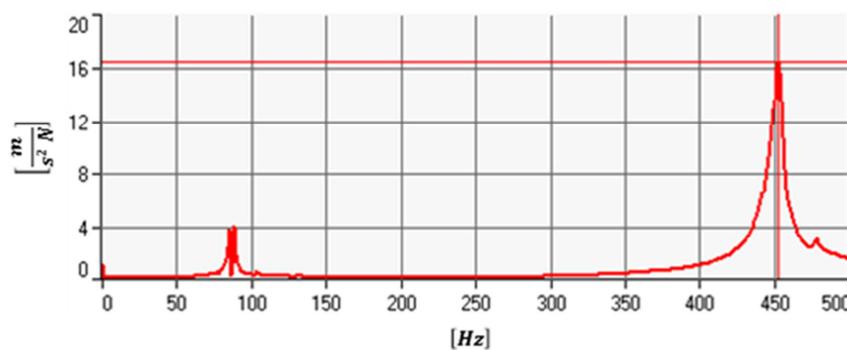
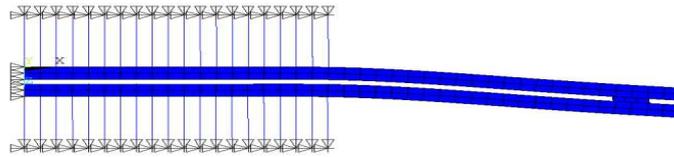


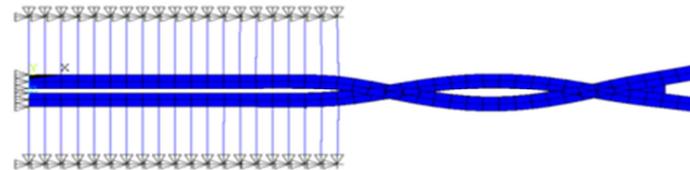
Abbildung 5-30 Frequenzspektrum der experimentellen Modalanalyse 0-500Hz [36]

Die gegenphasige Mode (die Stäbe schwingen in entgegengesetzter Richtung) in Abbildung 5-32 wird zur Evaluierung des Druck- Elastizitätsmoduls herangezogen, da diese Mode diesen Materialparameter dominierend beeinflusst. Dabei wird der Druck- Elastizitätsmodul des Distanzstückes im FE- Modell solange variiert, bis die numerisch berechnete Eigenfrequenz mit der experimentell ermittelten Eigenfrequenz übereinstimmt.

Wenn die beiden Stäbe in Phase schwingen, so wird sich das Distanzstück in der Realität in Richtung Stabachse verschieben, da aufgrund der lockeren Bandagen kein großer Widerstand vorhanden ist. Durch die vereinfachte, starre Koppelung der Knoten wird dies jedoch unterbunden. Daher wird der Schubmodul des Distanzstückes im FE- Modell solange variiert, bis die numerisch berechnete Eigenfrequenz mit der experimentell ermittelten Eigenfrequenz übereinstimmt. Durch die Anpassung des Schubmoduls des Distanzstückes wird somit das Verhalten der weichen Bandage modelliert.



**Abbildung 5-31 Gleichphasige Mode des FE- Modells [36]**



**Abbildung 5-32 Gegenphasige Mode des FE- Modells [36]**

Über den Umfang werden nicht immer die gleichen Distanzstücke eingesetzt. Im Bereich der Phasenübergänge (Strom ändert hier von einem Stab zum Nächsten die Phase) erwartet man aufgrund der Elektromagnetik erhöhte Kräfte. Aus diesem Grunde werden in dieser Zone Distanzstücke mit höherer Steifigkeit montiert. Somit kommen zwei Arten von Distanzstücken zum Einsatz. Zum einen sind es Distanzstücke aus in Harz getränktem Filz (Typ A), welcher bei Raumtemperatur aushärtet und zum anderen sind es Distanzstücke, welche aus einem Hartgewebe Kern bestehen und mit in Harz getränktem Filz umwickelt werden (Typ B). Tabelle IV zeigt die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse für sowohl Typ A als auch Typ B.

**Tabelle IV Ergebnis der experimentellen Modalanalyse [36]**

	Type A	Type B
Bending in phase	85,95 Hz	95,55 Hz
Bending inversely phased	451,97 Hz	463,81 Hz

Tabelle V beinhaltet die ermittelten Elastizitäts- und Schubmodule welche, wie beschrieben durch Anpassung der Steifigkeiten des Distanzstückes in der numerischen FE- Rechnung und Vergleich mit dem Ergebnis der experimenteller Modalanalyse ermittelt wurden.

**Tabelle V E- Modul und Schubmodul via numerischer und experimenteller Modalanalyse [36]**

	Type A	Type B
Modulus of Elasticity	7,8E8N/m <sup>2</sup>	9,6E8N/m <sup>2</sup>
Modulus of shearing	2,7E8N/m <sup>2</sup>	8,0E9N/m <sup>2</sup>

### 5.3 Zusammenfassung des Kapitels

Die erforderlichen Materialparameter wurden ermittelt und werden im nächsten Schritt den jeweiligen finiten Elementen zugewiesen.

## 6 Entwicklung eines vollständig parametrisierten FE- Tools

Das im Zuge dieser Dissertation entwickelte FE- Tool bildet die Basis für die numerische Schwingungsanalyse. Das FE- Tool soll anhand von maschinenspezifischen Parametern, für sämtliche Generatoren (Hydro- als auch Turbogeneratoren) ein numerisch stabiles FE- Netz mit Fokus auf die Strukturmechanik generieren. Neben Eigenfrequenzen und Eigenformen soll auch die Antwort der Struktur bei erzwungener Schwingung analysiert werden. Daher muss die Möglichkeit gegeben sein, zeitperiodische Kräfte in den Knoten der Stator Stäbe im mechanischen Modell aufzuprägen. Um dies zu gewährleisten, ist ein strukturiertes System an Knoten erforderlich. Dazu wurde ein Algorithmus zur Nummerierung der Knoten entwickelt, welcher unabhängig vom Typ des Generators die Nummerierung der Knoten nach einem vorgegebenen Algorithmus durchführt. Diese strukturierte Nummerierung der Knoten ist die Basis für die vollständige Parametrisierung des Tools. In diesem Kapitel wird die Entwicklung des FE- Tools detailliert beschrieben. An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass die folgende Kapitelnummerierung der Reihenfolge in der Modellierungsabfolge der einzelnen Wickelkopf- Komponenten entspricht. Dies ist von Bedeutung, da die Einhaltung dieser Reihenfolge im Modellierungs-/ Diskretisierungs- Workflow zwingend vorgeschrieben ist. So kann z.B. die Modellierung der Stützringe nicht der Modellierung der Statorstäbe vorgezogen werden, da die Stützringe automatisiert auf Basis der Geometrie der Stäbe generiert werden. Die erforderlichen Routinen werden mit APDL (Ansys Parametric Design Language), einer auf FORTRAN basierenden Programmiersprache programmiert. Sowohl als Pre- Prozessor als auch als Solver und Post-Prozessor wird „ANSYS MECHANICAL APDL“ verwendet. Die Programmierung wurde hinsichtlich der diversen Wickelkopf- Komponenten gegliedert. So liegt für jede Komponente eine Routine in Form eines Editor- Files vor. Ein übergeordnetes File – das sogenannte Eingabefile, beinhaltet Links zu den jeweiligen Routinen der diversen Komponenten und arbeitet diese im FE Programm (Pre-Prozessor, Solver, Post- Prozessor) in der vorgegebenen Reihenfolge automatisiert ab. Des Weiteren beinhaltet das übergeordnete Eingabefile auch Verlinkungen zu den Solver- Routinen. Letztlich wird der Wickelkopf vollständig automatisiert diskretisiert, mit elektromagnetischen Kräften (harmonisch/ transient) beaufschlagt und die numerische Lösung gestartet, sodass schlussendlich neben den Eigenfrequenzen und Eigenformen, die Antwort der Struktur auf die elektromagnetischen Kräfte vorliegt. Der Benutzer muss lediglich das Eingabefile mit vorhandenen Geometrieparametern füttern und im FE- Programm einlesen.

### 6.1 Verwendeter Elementtyp

Für die Diskretisierung wird primär ein lineares, achtknotiges Hexaeder- Element verwendet. Dieses Solid Element hat pro Knoten drei Freiheitsgrade. Grund für die Verwendung dieses Elementtyps ist, dass das FE- Netz für die Berechnung der elektromagnetischen Kräfte auf Basis der Methode der Finiten Elemente herangezogen werden soll. Dieser Elementtyp ist mit dem Elementtyp kompatibel, welcher zur Berechnung der elektromagnetischen Kräfte verwendet wird. Des Weiteren eignet sich ein Hexaeder- Element für ein strukturiertes Netz bestens. Nasdala empfiehlt in [39] lineare Elemente bei Kontaktproblemen und dynamischen Fragestellungen und weist darauf hin, dass sich Elemente mit linearer Ansatzfunktion vergleichsweise unempfindlich in Bezug auf verzerrte Netze verhalten. Die  $x$ - Koordinate zeigt gemäß Abbildung 6-1 vom Knoten I zum Knoten J, die  $y$ - Koordinate vom Knoten I zum Knoten L und die  $z$ - Koordinate ist stets vom Knoten I zum Knoten M

ausgerichtet. Die Materialeigenschaften müssen in diesen Element- Koordinatenrichtungen definiert werden. Abbildung 6-1 zeigt schematisch den verwendeten Elementtypen.

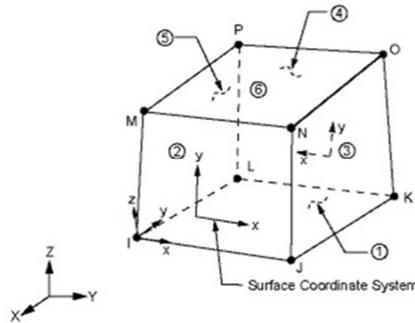


Abbildung 6-1 Elementkoordinatensystem eines Elementes vom Typ Solid45

## 6.2 Definition der Materialeigenschaften

In der Routine „Materialeigenschaften“ werden den jeweiligen Wickelkopfkomponenten die in Kapitel 5 ermittelten Materialkonstanten zugewiesen. Zur Formulierung eines Materials mit rhombischer Anisotropie (vgl. Kapitel 4.6) müssen neun unabhängige Materialkonstanten (drei Elastizitätsmodule, drei Schubmodule, drei Querkontraktionszahlen) zur Formulierung des Elastizitätsgesetzes definiert werden (siehe Tabelle VI). Die Materialkonstanten werden dem Element gemäß dem Elementkoordinatensystem aufgeprägt. Hier sei angemerkt, dass bei der Modellierung besonders auf die Ausrichtung des Elementkoordinatensystems zu achten ist, da ansonsten das Materialverhalten richtungsfalsch definiert ist.

Tabelle VI Definition der Materialeigenschaften

	Material Eigenschaft	Materialnummer
MP	Ex	1
MP	Ey	1
MP	Ez	1
MP	GXY	1
MP	GXZ	1
MP	GYZ	1
MP	Prxy	1
MP	Prxz	1
MP	Pryz	1
MP	dens	1

Für folgende Wickelkopf- Komponenten müssen in der Routine „Materialeigenschaften“ Materialien definiert werden:

- Statorstäbe
- Stirngewölbe
- Stützringe
- Wicklungsschilddichtring
- Distanzring

- Kupferlaschen
- Thermohärtende Filzschicht
- Distanzstücke

## 6.3 Diskretisierung der Statorstäbe

Die Statorstäbe bilden das Grundgerüst des Wickelkopfes. Das 3D- CAD- File eines Stabes ohne Außenisolation, wie in Abbildung 6-2 dargestellt, bildet die Basis der gesamten Modellierung. Anhand dieser CAD- Datei im CAD- Format „Parasolid“ wird unter Berücksichtigung einiger Geometrieparameter die Modellierung der Stäbe durchgeführt. Dazu müssen in einem ersten Schritt die CAD- Daten des Ober- und Unterstabes getrennt vorliegen.

### 6.3.1 Vorbereitung der Stabgeometrie

Die Stäbe müssen gemäß dem, in Abbildung 6-2 und Abbildung 6-3 dargestellten kartesischen Koordinatensystem ausgerichtet sein. In der programmierten APDL Routine ist dieses Koordinatensystem als „CSYS-0“ bezeichnet.

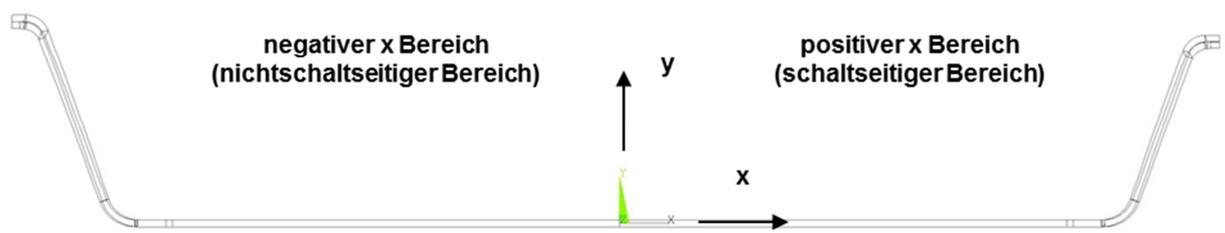


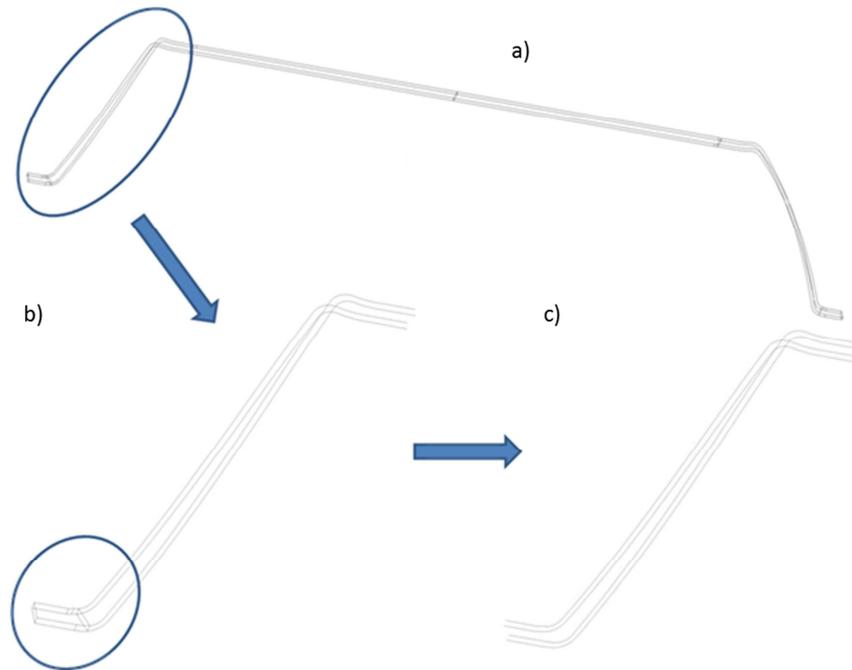
Abbildung 6-2 Ausrichtung des Stabes im Koordinatensystem in der x-y- Ebene [23]



Abbildung 6-3 Ausrichtung des Stabes im Koordinatensystem in der z-y- Ebene [23]

Das Importieren der CAD- Daten ist in der Routine im Eingabefile integriert. Somit wird zu Beginn der Oberstab in Form einer Parasolid Datei, wie in Abbildung 6-4 a) dargestellt, importiert. Dieses CAD- File wird im nächsten Schritt für die Diskretisierung vorbereitet. Sämtliche Arbeitsschritte, welche der Geometriaufbereitung sowie der Vernetzung des Statorstabes dienen, sind in der APDL Routine mit dem Namen „Stabmodell“ zu finden. Zu Beginn werden alle Volumen, Flächen, Linien sowie Keypoints, welche sich nicht im Bereich des Wickelkopfes befinden, selektiert und gelöscht, sodass nur die, in Abbildung 6-4 b) dargestellte Stabgeometrie im Wickelkopfbereich erhalten bleibt. Dazu wird im Eingabefile der Geometrieparameter „Nutende“ definiert. Diese Länge ist in der

Konstruktionszeichnung zu finden. Wie in Abbildung 6-4 b) eingekreist zu sehen ist, weist der Stab im Wickelkopfbereich neben den Konturlinien des Stabes eine Vielzahl an Querlinien auf. Diese Querlinien müssen entfernt werden, da vier durchgehende Konturlinien für die Vernetzung erforderlich sind. Da die Anzahl und Lage dieser Querlinien von Maschine zu Maschine variiert, wurde eine aufwändige Routine programmiert, welche diese Querlinien aufspürt und automatisch entfernt, sodass letztlich 4 durchgehende Linien wie in Abbildung 6-4 c) vorliegen.



**Abbildung 6-4 Aufbereitung der Stabgeometrie**

Diese vier Linien repräsentieren die Außenkontur des Kupfers. Im nächsten Schritt werden diese vier Linien gemäß der erforderlichen Elementanzahl entlang des Stabes unterteilt. Dazu wird im folgenden Kapitel 6.3.2 die erforderliche Netzfeinheit im Zuge einer Netzkonvergenz- Studie ermittelt.

### 6.3.2 Netzkonvergenz- Studie am einzelnen Stab

Schönleitner [14] untersuchte bereits in seiner Diplomarbeit die erforderliche Netzqualität im Querschnitt eines Statorstabes. Er verwendet dazu lineare Hexaeder- Elemente. Das Ergebnis der Netzkonvergenzstudie wurde mit dem Resultat einer Messung verglichen und ist in Abbildung 6-5 dargestellt. Schönleitner [14] untersuchte 10 Varianten, indem die Anzahl der Elemente im Stabquerschnitt von einem Element bei der Variante 1 (V1) auf 75 Elemente bei Variante 10 (V10) erhöht wurde. Zur Evaluierung wurde die zweite Biegemode herangezogen. Die blaue, horizontale Linie stellt das Ergebnis der Messung dar, während die in Magenta gehaltene, interpolierte Linie die Ergebnisse der FE- Analyse der 10 unterschiedlich fein vernetzten Varianten zeigt. In Variante 1 (V1) wurde der Stab mit nur einem Element über dem Stabquerschnitt diskretisiert während Variante 10 (V10) mit 75 Elementen diskretisiert wurde. Schönleitner [14] empfiehlt anhand dieser Analyse eine Diskretisierung mit 4 Elementen über dem Stabquerschnitt.

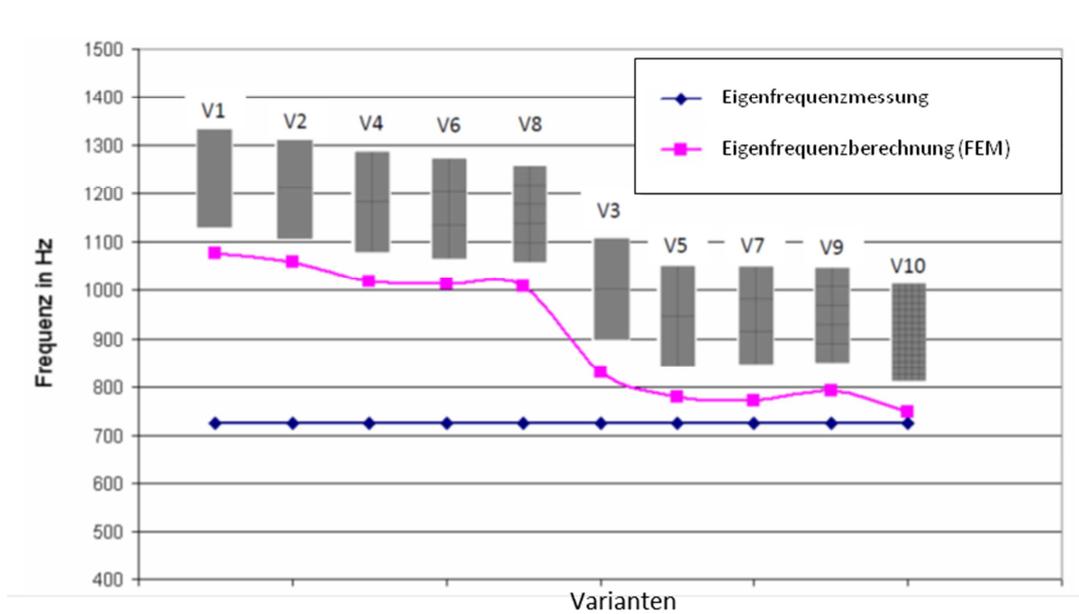


Abbildung 6-5 Netzkonvergenzstudie am Statorstab eines Turbogenerators [14]

Mit vier Elementen im Querschnitt wurde im Zuge dieser Arbeit eine Netzkonvergenzstudie am einzelnen, fix eingespannten Statorstab hinsichtlich der Diskretisierung entlang des Stabes durchgeführt. Das in dieser Arbeit entwickelte FE- Tool erlaubt aufgrund der vollständigen Parametrisierung schnelle Parameterstudien auch hinsichtlich der Netzqualität, wodurch die Optimierung der Netzfeinheit sehr erleichtert wird. Um zu ermitteln, wie fein der Stab entlang der Stabachse vernetzt werden muss, wird in einer ersten Näherung von einer unendlich steifen Lagerung des Stabes, wie es in Abbildung 6-6 dargestellt ist, ausgegangen. Dazu werden die Freiheitsgrade der Knoten an der in Abbildung 6-6 grün markierten Fläche in allen Richtungen gesperrt.

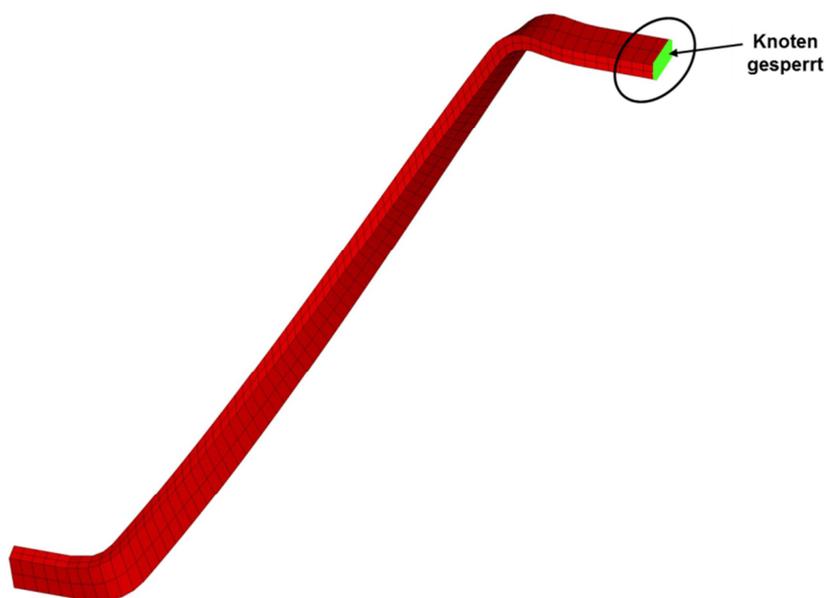
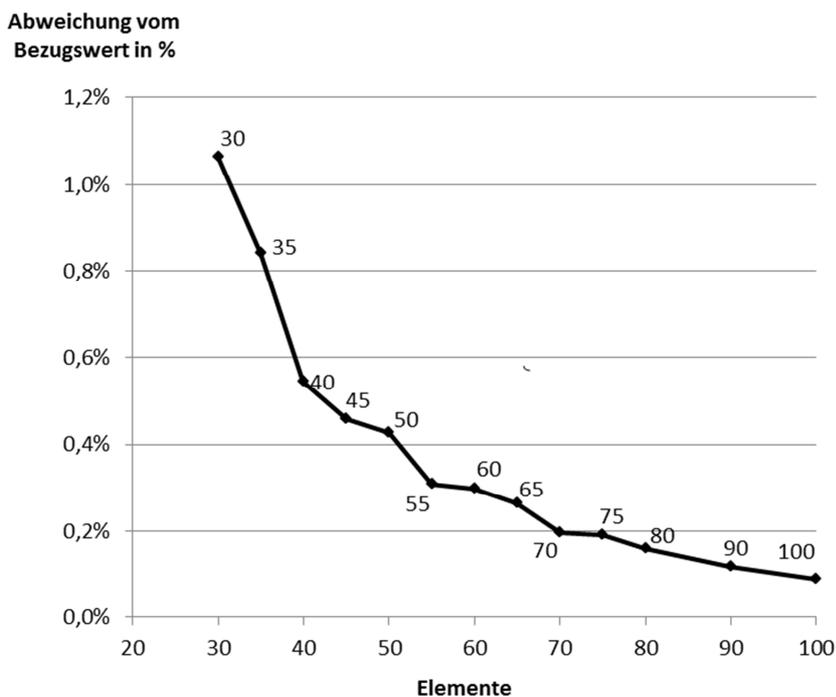


Abbildung 6-6 Simulation einer unendlich steifen Einspannung

Via FE- Analyse wird die Abhängigkeit der ersten Eigenfrequenz des einzelnen Stabes von der Anzahl der Elemente des auskragenden Stabes ermittelt. Abbildung 6-7 zeigt die Abweichungen der ersten Eigenfrequenz des Stabes in % des Bezugswertes. Als Bezugswert dient die erste Eigenfrequenz des Systems mit  $1000 * 40$  (40 Elemente im Querschnitt, 1000 entlang der Stabachse) simulierten Elementen. Dies entspricht einer äußerst feinen Vernetzung, weshalb die, an diesem Modell ermittelte, Eigenfrequenz als Referenzwert herangezogen wurde. In Abbildung 6-7 ist zu erkennen, dass sich die erste Eigenfrequenz (Biegung um die schwache Stabachse) asymptotisch gegen einen Grenzwert annähert. Ab einer Elementanzahl des frei auskragenden Stabes von  $4 * 55$  Elementen ist der Frequenzfehler bezüglich dem äußerst fein vernetzten Stab ( $1000 * 40$  Elemente) unter 0,3%. Aus diesem Grund wird der einzelne Stab in erster Näherung mit einer Elementanzahl von  $4 * 55$  Elementen modelliert. Untersuchungen des Einflusses der Netzqualität des einzelnen Stabes auf die globalen Wickelkopfschwingungen (gesamtes Wickelkopfmodell inklusive Komponenten zur Versteifung) in Kapitel 7.3.2 werden später zeigen, dass eine Elementanzahl von  $4 * 55$  Elementen nur für Untersuchungen am einzelnen Stab ausreichend ist. Bei Untersuchungen am gesamten Wickelkopfverband reicht diese Anzahl an Elementen nicht aus, da die Koppelung der Anbauteile eine höhere Netzfeinheit der einzelnen Stäbe erfordert.



**Abbildung 6-7 Abhängigkeit der ersten Eigenfrequenz des Stator Stabes von der Anzahl der Elemente entlang der Stabachse bei 4 Elementen im Querschnitt**

### 6.3.3 Strukturierte Nummerierung der Knoten

Die strukturierte Nummerierung der Knoten ist von großer Bedeutung. Da die Erregerkräfte letztlich in den Knoten der Stäbe aufgeprägt werden, ist die Einhaltung der definierten Knoten Nummerierung die Basis für ein automatisiertes Aufprägen der elektromagnetischen Kräfte. Um einen gewissen Spielraum hinsichtlich der Netzfeinheit zu gewährleisten, werden den Knoten des Stabes im Bereich des Nutaustritts Knotennummern von 1001 bis 9001 (Schrittweite =1000) gemäß Abbildung 6-8 zugewiesen. In Stabrichtung wird in Folge jedem weiteren Knoten eine

Knotennummer zugewiesen, welche sich um 1 erhöht. Somit erhalten die nächsten, in Stabrichtung gelegenen Knoten, die Knotennummern 1002 bis 9002. Der zentrale Knoten, welcher in Folge für die Kraftaufprägung von enormer Bedeutung ist, trägt stets eine 9000- er Knotennummer. Dieser Nummerierungs- Algorithmus wird auf alle Stäbe angewendet.

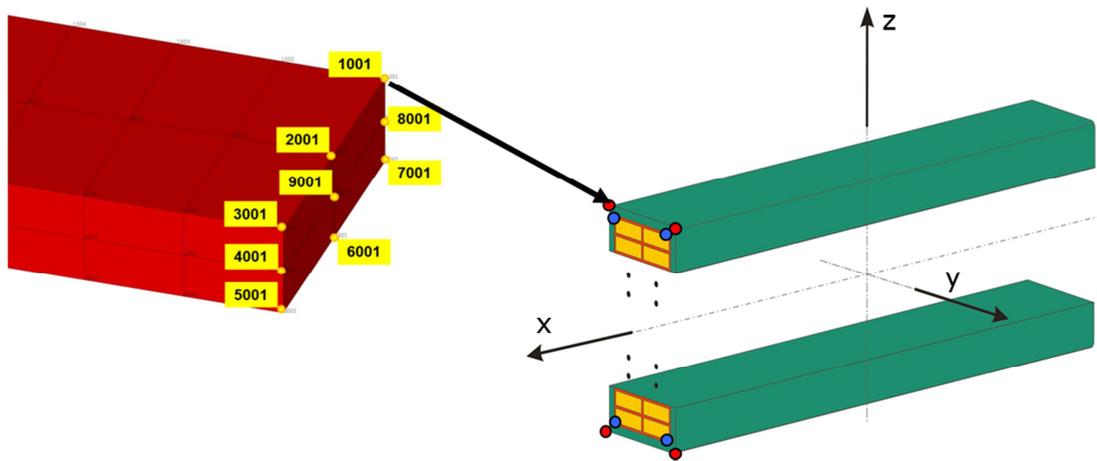


Abbildung 6-8 Verschiebung der Knoten in die Eckpunkte der Außenisolation

Um eine doppelte Nummerierung zu vermeiden, wird für die Nummerierung der Stäbe in Umfangsrichtung ein Offset (*off\_Stb*) definiert. Dieser wird mit 10.000 definiert, was einen breiten Spielraum für die Verfeinerung des Netzes gewährt. Das bedeutet, den Knoten des Stabes aus der nächsten Nut in Umfangsrichtung, liegt derselbe Knotennummerierungs- Algorithmus zugrunde, jedoch werden diese mit diesem Offset Wert addiert. Ebenso muss zwischen den Ober- und Unterstäben ein Offset (*Off\_OS\_US*) in der Knotennummerierung definiert werden. Dieser ist vom Offset der Stäbe in Umfangsrichtung (*off\_Stb*) abhängig. Da die Knotennummern aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht allzu hoch werden sollen, wird dieser Offset so gewählt, dass der erste Stab der Unterlage fortlaufend im Bezug auf den letzten Stab der Oberlage nummeriert wird. Der Offset zwischen den Ober- und Unterstäben ist im Algorithmus für die Oberlage Null und in jenem für die Unterlage wird er wie in Gleichung (6.1) beschrieben als Funktion des Stab- Offsets (*off\_Stb*) und der Anzahl der Nuten und damit der Stäbe im Blechpaket *n\_Nuten* berechnet. Die Anzahl der Nuten ist ein maschinenspezifischer Parameter und ist im Eingabe- File zu definieren. Der Knotenalgorithmus kann bei Bedarf (z.B. höhere erforderlichlich Netzfeinheit) vom Benutzer durch Änderung des Stab- Offsets (*off\_Stb*) verändert werden.

$$Off\_OS\_US = n\_Nuten * off\_Stb \quad (6.1)$$

### 6.3.4 Strukturierte Vernetzung des Stabes

Im nächsten Schritt werden im Zuge der APDL- Routine „Stabmodell“ die vier Linien in eine bestimmte Anzahl von Linienstücken gleicher Länge geteilt. Die Anzahl dieser Linienstücke wird im Eingabefile vom Benutzer mit dem Parameter „Teilung“ definiert. Der Parameter „Teilung“ bestimmt

in Folge die Anzahl an Knoten entlang einer Konturlinie. Letztlich wird damit die Anzahl an Elementen und somit die Netzqualität in Stabrichtung definiert. Bei einer Teilung von z.B. 50 würde das 50 Linienstücke für jede der vier Konturlinien zu Folge haben. Jedes einzelne Linienstück hat wiederum an jedem Ende einen Knoten. Diese Knoten sind in Abbildung 6-9 zu sehen und dienen später der Diskretisierung mit Hexaeder Elementen.



**Abbildung 6-9 Erzeugen der Knoten entlang der Kupfer- Konturlinien**

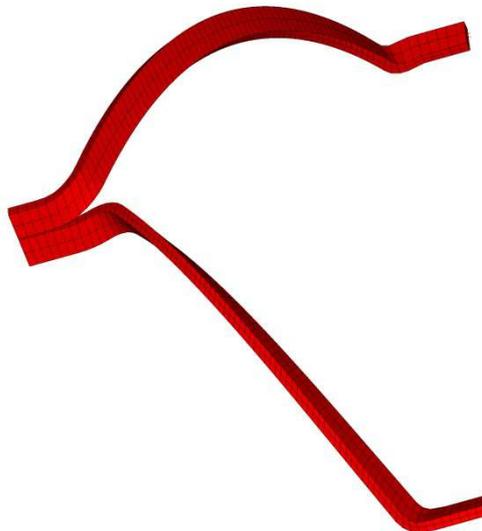
Wie eingangs erwähnt, stellen die vier Linien die Kontur des Stabes ohne Außenisolation dar (vgl. Abbildung 4-7 und Abbildung 5-3). Die Außenisolierung beträgt einige Millimeter und ist daher nicht vernachlässigbar. Da der Stab als verschmiertes Modell behandelt wird (vgl. Abbildung 5-3), müssen die Knoten an den 4 Eckpunkten mit einem Offset, welcher der Isolationsdicke entspricht, an die richtige Stelle gerückt werden. Die Isolationsdicke variiert von Maschine zu Maschine und ist daher als Eingabeparameter im Eingabefile vom Benutzer einzugeben. Abbildung 6-8 zeigt schematisch die Verschiebung der Knoten von den Eckpunkten des Kupferstabes in die Eckpunkte des isolierten Stabes. Die aus dem CAD File generierten Knoten sind in Abbildung 6-8 blau dargestellt, wobei die roten Punkte die Knoten der finalen Stabkontur mit Isolation markieren. Im nächsten Schritt werden nun die Elemente anhand der Knoten in den Eckpunkten der Außenisolation erzeugt. Bei der Erzeugung der Elemente ist auf das Elementkoordinatensystem (siehe Abbildung 6-1) zu achten, da die richtungsabhängigen Materialeigenschaften, wie bereits, erwähnt in diesem Koordinatensystem aufgeprägt werden.

Letztlich wird der Stab gemäß sämtlichen, in diesem Kapitel beschriebenen Regeln hinsichtlich Element- Koordinatensystem und Knotennummerierung automatisiert vernetzt. Ein Ergebnis ist in Abbildung 6-10 zu sehen.



**Abbildung 6-10 Vernetzter Oberstab**

Unter Zugrundelegung des in Gleichung (6.1) definierten Offsets wird im nächsten Schritt auch der Unterstab anhand des FE- Tools und der Routine „Stabmodell“ vernetzt. Abbildung 6-11 zeigt einen diskretisierten Ober- und Unterstab der ersten Ständernut.



**Abbildung 6-11 FE- Netz Ober und Unterstab**

Im Zuge der weiteren Modellierung werden diese beiden Stäbe gemäß der vorgegebenen Anzahl an Ständernuten ( $n_{\text{Nuten}}$ ) in Umfangsrichtung gemustert, wodurch sich das  $360^\circ$  Wicklungsmodell rotationssymmetrisch aufbaut.

## 6.4 Modellierung der Anbindung im Nutendbereich

Auf die Modellierung des Nutendbereiches wurde bereits in Kapitel 5.2.2 im Zuge der zugehörigen Messungen eingegangen, da die Modellierung und Evaluierung der Federsteifigkeiten via Messungen einen iterativen Prozess darstellen und daher nicht getrennt voneinander behandelt werden können. Aus diesem Grunde wird der Vollständigkeit halber in diesem Kapitel nur kurz auf die Modellierung des Nutendbereichs eingegangen. Die Modellierung des Blechpaketes wird umgangen, indem die Stäbe im Bereich des Nutendbereichs wie in Abbildung 6-12 und Abbildung 5-8 b) auf Feder-Elemente gelagert werden. Die Feder-Elemente werden an einer Seite mit dem Stab (Stabknoten)

verbunden und an der anderen Seite festgehalten. Es werden sowohl Federn in radialer als auch in tangentialer Richtung modelliert. In axialer Richtung wird der Stab fixiert. Dies geschieht durch Sperren des axialen Freiheitsgrades der Knoten der letzten Elemente im Nutbereich (siehe Abbildung 6-12). Den Knoten im Nutbereich wird eine Knotennummer im Bereich 300 zugewiesen. Zur Erklärung: Je nach Stab- Offset und Anzahl der zusätzlichen Elemente im Nutbereich bekommen somit die Knoten des ersten Stabes im Nutbereich die Knotennummern 1300 – 1399, 2300-2399,.....,9300-9399. Bei einem Stab- Offsets (*off\_Stb*) von z.B. 10000 tragen die Knoten des nächsten Stabes in Umfangsrichtung somit die Knotennummern 11300 – 11399, 12300-12399,.....,19300-19399.

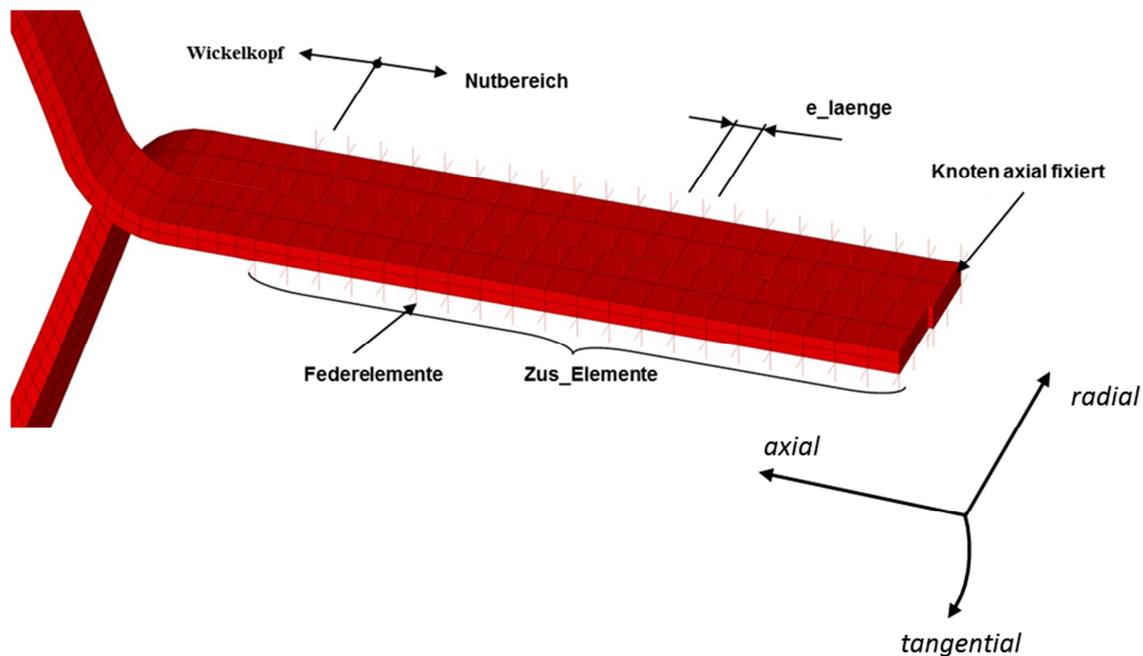


Abbildung 6-12 Zusätzliche Elemente und Federbettung im Nutbereich des Stators [23]

Aufgrund der Modellierung des Nutbereiches mit Federelementen können Anregungen durch Stator- Blechpaketschwingungen nicht berücksichtigt werden. Es besteht jedoch die Möglichkeit, bei Bedarf Blechpaketanregungen in Zukunft zu untersuchen, da das FE- Tool diesbezüglich flexibel erweiterbar ist. Die Anregung kann in Form einer Fußpunkterregung in den Knoten der Federelemente z.B. in Form einer harmonischen Last aufgeprägt werden. Dazu müsste die Kraftanregung anhand einer harmonischen oder transienten Analyse in den Knoten des Blechpakets ermittelt und an den zugehörigen Knoten der Federelemente aufgebracht werden. Im Zuge interner Kommunikation mit erfahrenen Ingenieuren der ANDRITZ HYDRO besteht der Bedarf einer solchen Simulation bis dato jedoch nicht.

## 6.5 Kupferlaschen

Kupferlaschen haben die Aufgabe den Strom vom Oberstab in den Unterstab zu führen. Sie zählen somit zu den stromführenden Bauteilen und sind vor allem für die elektromagnetische Berechnung von großer Bedeutung. Wie in Abbildung 6-13 zu sehen, werden die Laschen direkt auf das Kupfer der Stäbe gelötet. Aufgrund der hohen spezifischen Dichte von Kupfer und der steifen Lötverbindung

haben diese Bauteile einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das strukturdynamische Verhalten des Wickelkopfes.

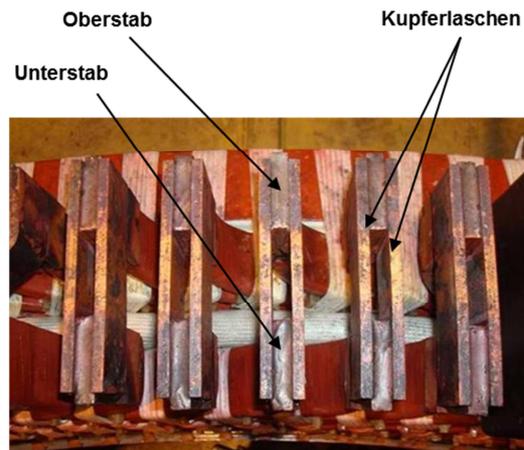


Abbildung 6-13 Kupferlaschen an einem Turbogenerator

Abbildung 6-14 zeigt das generierte FE- Netz der Kupferlaschen (in Gold dargestellt) sowie einen Teil des Stator- Stabes (Rot dargestellt). Da die Kupferlänge und Laschenbreite von Maschine zu Maschine variieren, müssen diese, in Abbildung 6-14 eingezeichneten Abmessungen als Parameter definiert werden. Des Weiteren kann die Anzahl an Kupferverbindungselementen frei gewählt werden.

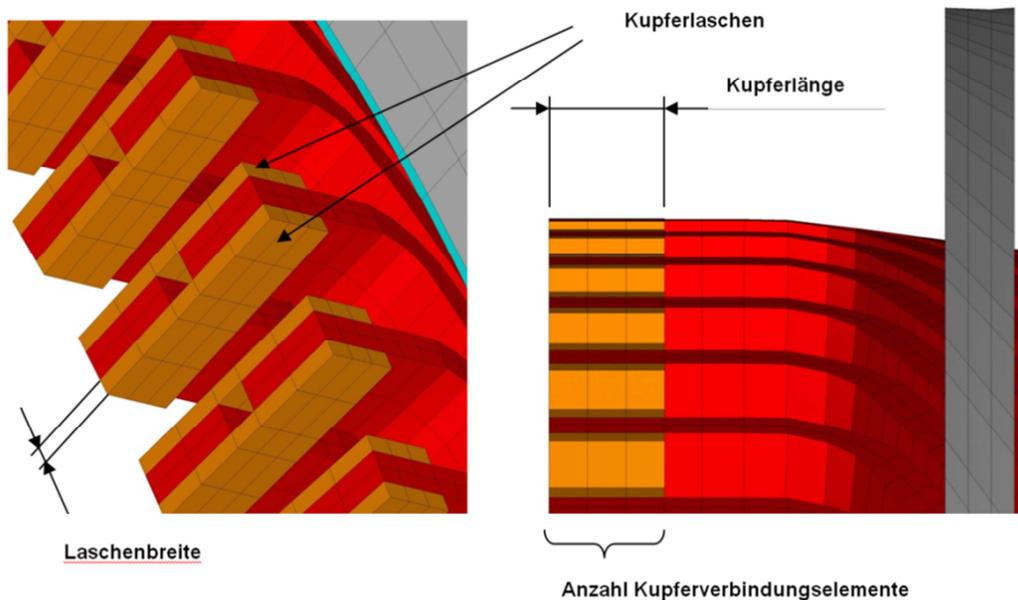
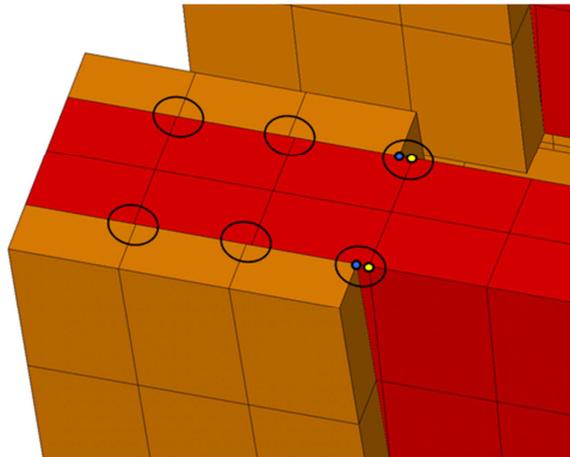


Abbildung 6-14 Kupferlaschen - Parameter [23]

Abbildung 6-15 zeigt den Kontakt zwischen der Kupferlasche (gelb) und dem Stator- Stab (rot). Dabei ist in Kreisen detailliert zu sehen, dass die Knoten der beiden Komponenten aufgrund der Modellbildung nicht koinzident sind. Abbildung 6-15 zeigt diesen Sachverhalt anhand der Visualisierung des Knotens der Kupferlasche in Blau und des Knotens des Stabes in Gelb. Bei Koinzidenz würden die beiden Knoten deckungsgleich aufeinander liegen. Da auf Kontaktelemente verzichtet wird, werden die beiden Knoten mittels Koppelgleichungen steif gekoppelt. Das bedeutet, wenn einer der beiden Knoten eine Bewegung durchführt, so folgt der zweite Knoten so, als wären

die beiden Knoten mittels eines unendlich steifen Verbindungselements verbunden. Die Wahl dieser Kontaktdefinition spart zusätzliche Kontakt Elemente, hat jedoch einen Fehler in der Steifigkeit des Modells zur Folge. Um diesen Fehler so gering wie möglich zu halten, wurde die Routine so programmiert, dass stets jene beiden Knoten gekoppelt werden, die den geringsten Abstand zueinander haben. Die Wahl der Anzahl von Kupferverbindungselementen sollte stets so gewählt werden, dass der Abstand zwischen den beiden steif gekoppelten Knoten so gering wie möglich ist. Diese Art der Kontaktmodellierung wurde mittels Konvergenzstudie evaluiert. Im Falle eines geringen Abstandes zwischen den beiden steif gekoppelten Knoten ist diese Methode durchaus vertretbar.

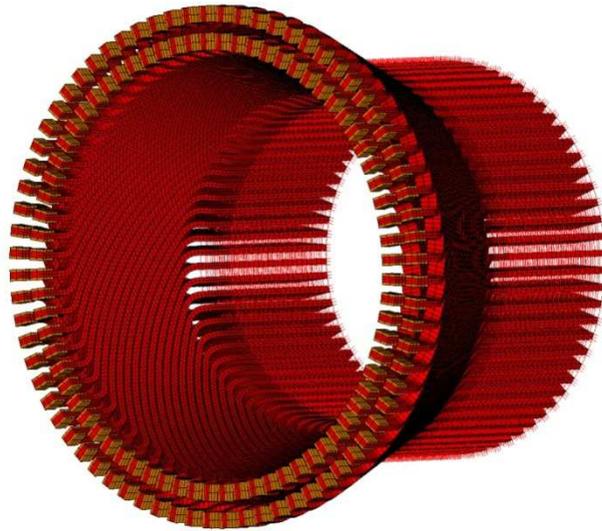


**Abbildung 6-15 FE- Netz der Kupferlaschen**

Den Knoten der Kupferlaschen wird eine Knotennummer im Bereich 400 zugewiesen. Zur Erklärung: Je nach Stab- Offset und Anzahl der zusätzlichen Elemente im Nutenbereich sind somit für die Knoten der Laschen am ersten Stabe die Knotennummern 1400 - 1499, 2400-2499, ..., 9400-9499 reserviert. Bei einem Stab- Offsets (*off\_Stb*) von z.B. 10000 tragen die Knoten der Laschen des nächsten Stabes in Umfangsrichtung somit die Knotennummern 11400 - 11499, 12400-12499, ..., 19400-19499.

## 6.6 Rotationssymmetrischer Aufbau

Im nächsten Schritt werden Ober- und Unterstab inklusive der Anbindung im Nutendbereich und den Kupferlaschen gemäß der definierten Anzahl an Ständernuten (Parameter „*n\_Nuten*“) in Umfangsrichtung gemustert. Die neu generierten Knoten werden mit einem Offset (*off\_Stb*) nummeriert und beziehen somit Knotennummern, die dem, in Kapitel 6.3 beschriebenen Knoten-Algorithmus entsprechen. Somit liegt ein strukturiert- nummeriertes FE- Grundgerüst des Wickelkopfes vor, welches in Abbildung 6-16 zu sehen ist. In den nächsten Schritten werden diverse Versteifungsmaßnahmen wie das Stirngewölbe, Stützringe etc. automatisiert modelliert und diskretisiert. Da diese auf der Geometrie des Wickelkopfes basieren und des weiteren Kontakte zwischen den Stäben und diesen Bauteilen hergestellt werden müssen, findet die Modellierung und Diskretisierung dieser Bauteile erst nach dem rotationssymmetrischen Mustern statt.



**Abbildung 6-16 Grundgerüst Wickelkopf bestehend aus Stäben, Nutendbereich und Kupferlaschen**

## 6.7 Stirngewölbe

Wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, werden die Oberstäbe mit den zugehörigen Unterstäben im Stirnbereich mit Kupferlaschen verlötet. Dadurch ergibt sich eine elektrisch durchgehende Leiterschleife. Über die Stäbe und Kupferlaschen werden die sogenannten Stirnkappen, welche mit einer Füllmasse gefüllt sind, geschoben. Somit ergibt sich über dem gesamten Umfang entsprechend der Anzahl an Ständernuten eine Vielzahl an Stirnkappen. In Filz gewickelte Keile aus Hartgewebe, welche über den Umfang im Stirnbereich zwischen den aufeinander folgenden Stirnkappen montiert werden, bilden das sogenannte Stirngewölbe, welches die Steifigkeit des Wickelkopfes in diesem Bereich erheblich erhöht. Hier sei angemerkt, dass nur Turbogeneratoren mit einem Stirngewölbe ausgestattet werden. Hydrogeneratoren weisen kein Stirngewölbe auf. Abbildung 6-17 zeigt den Aufbau des Stirngewölbes sowie die Umsetzung im FE- Modell. Deutlich zu erkennen ist das weiß dargestellte Stirngewölbe, wie es im FE- Modell diskretisiert ist. Dieses reicht im FE- Modell von einer Kupferlasche bis zur Nächsten. Das bedeutet, die Stirnkappe mit Füllmasse wurde nicht explizit modelliert, sondern wird mit dem Hartgewebe Keil homogenisiert (verschmiert) diskretisiert. Die Ermittlung des E- Moduls des Stirngewölbes wurde in Kapitel 5.2.3 detailliert beschrieben.

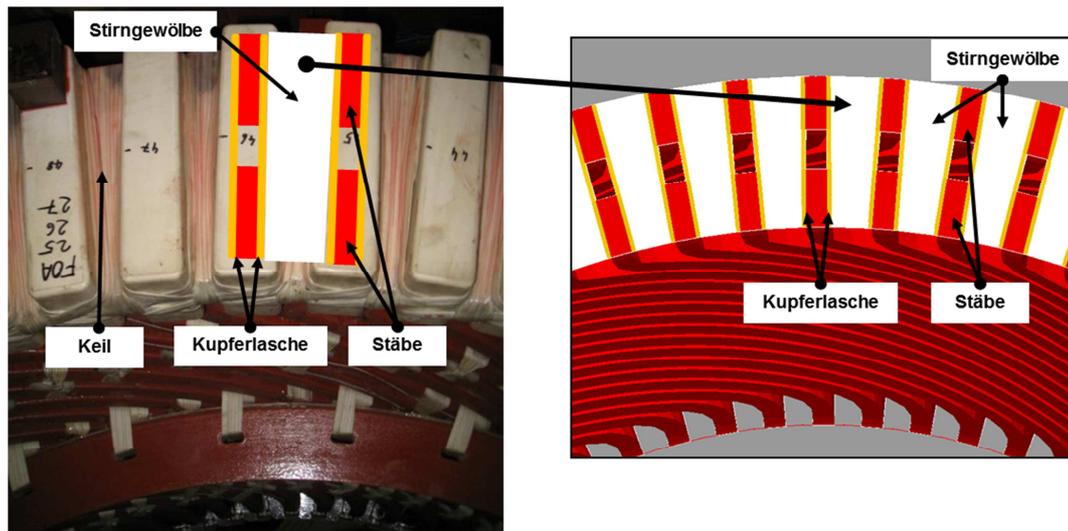


Abbildung 6-17 Modellierung des Stirngewölbes

## 6.8 Modellierung der Ringe

Die Modellierung der Stütz- und Distanzringe, sowie des Wicklungsschild- Dichtrings basiert auf der Geometrie der Stäbe sowie diversen Geometrieparametern, welche Informationen über die Position und konstruktive Ausführung der einzelnen Ringe beinhalten. Da die Modellierung automatisiert von Statten gehen muss, liegt die Herausforderung bei diesen Bauteilen darin, die Diskretisierung der Ringe vom FE- Netz der Stäbe abhängig zu machen. Aus diesem Grunde wird die Netzfeinheit in Umfangsrichtung so gewählt, dass die die Breite der Stäbe, sowie der Abstand zwischen zwei aufeinander folgenden Stäben die Kantenlänge der finiten Elemente des Ringes in Umfangsrichtung bestimmt. Dies ist in Abbildung 6-18 durch das in Gelb dargestellte Rechteck symbolisiert. Es zeigt, dass die tangentielle Elementbreite des Ringes, der Breite des Stabes entspricht. Das nächste in Umfangsrichtung folgende Element wiederum hat eine Elementbreite, die der Lücke zwischen zwei aufeinander folgenden Stäben entspricht. Abbildung 6-18 zeigt des Weiteren im Detailausschnitt das FE- Netz der Ringe (in diesem Fall Stützringe). Die Anzahl an Elementen und somit die Netzfeinheit in radialer Richtung ist parametrisiert und kann frei gewählt werden (Parameter „Elemente\_radial“). Die Ringe werden in axialer Richtung mit drei Elementreihen diskretisiert.

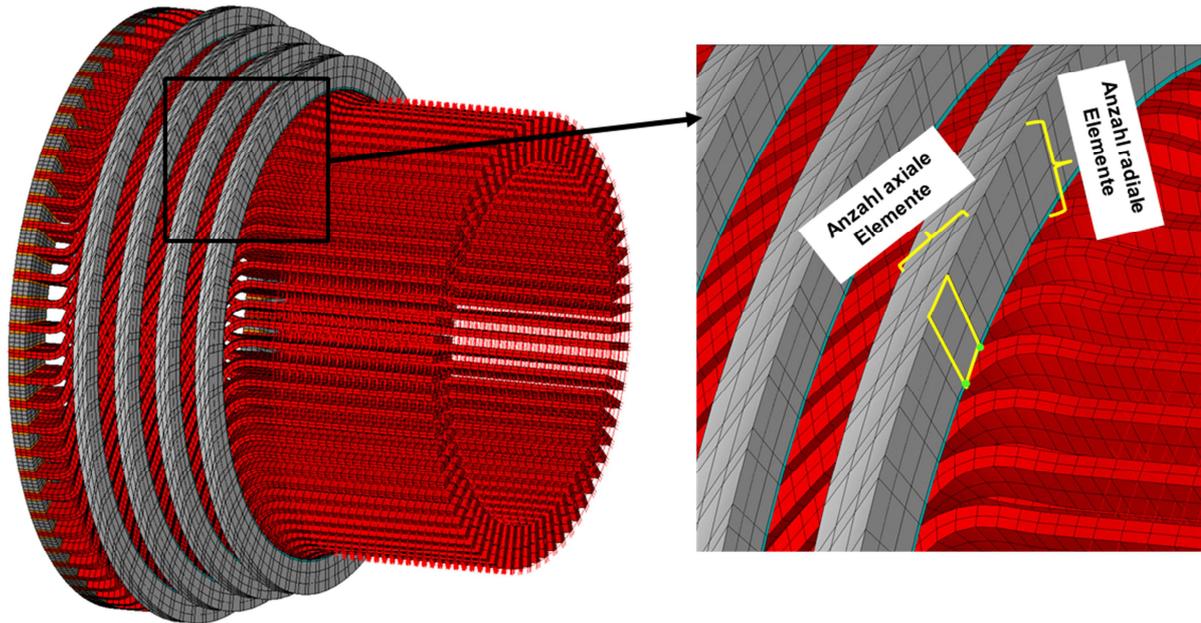


Abbildung 6-18 Stützringe

Die Abhängigkeit des Ring- FE- Netzes von der Geometrie der Stäbe bringt jedoch auch eine Abhängigkeit der Netzqualität der Ringe von der geometrischen Ausrichtung der Stäbe mit sich. Da die Stäbe im Bereich des Wickelkopfes unter einem bestimmten Winkel (ca.  $60^\circ$ ) auskragen, bestimmt dieser Winkel den Grad der Verzerrung der Elemente. Abbildung 6-18 zeigt deutlich, dass die Elemente der Ringe aufgrund des Winkels, unter dem die Stäbe aus dem Aktivteil der Maschine auskragen, stark verzerrt werden. Aus diesem Grunde wird die erforderliche Netzqualität der Ringe explizit überprüft. Da sowohl die Stützringe als auch die Distanz- und Wicklungsschilddichtringe auf dieselbe Art und Weise vernetzt werden, wird die Qualität des FE- Netzes an einem Stützring durchgeführt. Das Ergebnis ist repräsentativ für alle Ringe (Stütz-, Distanz-, Wicklungsschilddichtring). Die Anzahl der axialen Ringelemente wurde mit drei Elementen dem Netz der Statorstäbe angepasst. Abbildung 6-19 a) zeigt das stark verzerrte FE- Netz des automatisch generierten Ringes. Um die Tauglichkeit dieses verzerrten Netzes für dynamische Analysen zu überprüfen, wird ein Ring manuell sehr fein vernetzt. Dazu wird der Ring mit 64 Hexaeder- Elementen im Querschnitt modelliert. Das fein vernetzte FE- Modell weist somit ein optimales Netz auf und ist in Abbildung 6-19 b) dargestellt. An diesem fein vernetzten Ring wird eine Modalanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse der Modalanalyse am fein vernetzten Ring dienen als Referenz und werden den Ergebnissen der Modalanalyse am generierten Ring (verzerrtes Netz) gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung zeigt, wie sehr die am generierten Ring berechneten Eigenfrequenzen von den am fein vernetzten Ring berechneten Eigenfrequenzen abweichen.

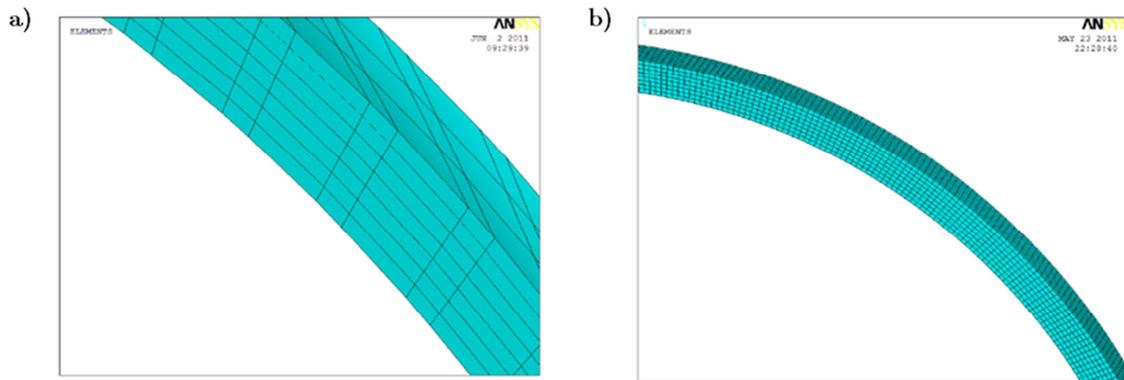


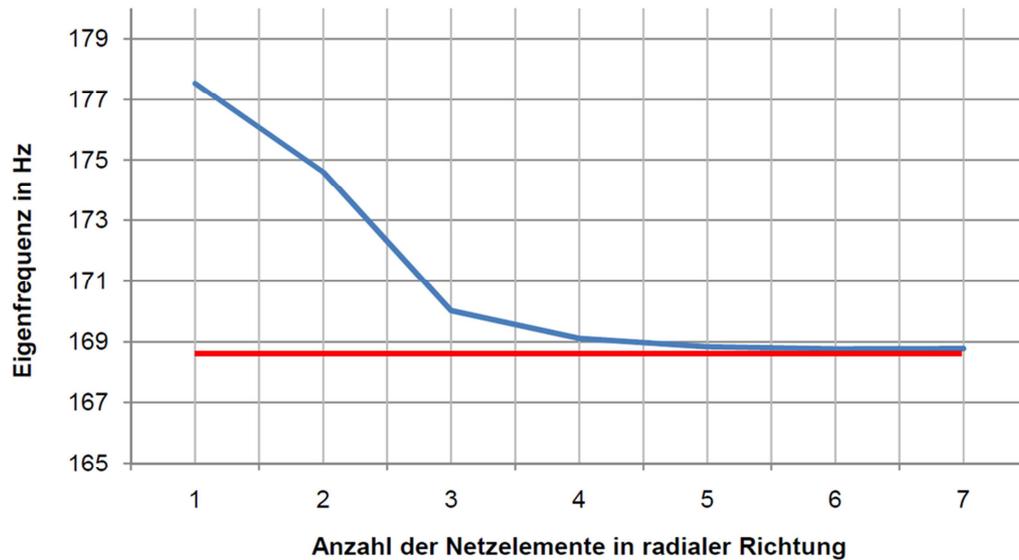
Abbildung 6-19 a) Aktueller, generierter Ring b) optimaler Ring

Im nächsten Schritt wird der verzerrte Ring mit drei Elementen axial und mit ein bis sieben Elementen radial diskretisiert. Tabelle VII zeigt die berechneten Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Anzahl an radialen Elementen bei konstant drei axialen Elementen.

Tabelle VII Ergebnisse der Konvergenzstudie an einem Stützring

Eigenform	Konvergenzstudie am realen 3. Stützring (3 Elemente axial)						
	1 Element	2 Elemente	3 Elemente	4 Elemente	5 Elemente	6 Elemente	7 Elemente
	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz	Frequenz in Hz
1	33,14	32,10	31,26	31,07	31,01	31,01	31,02
2	33,14	32,10	31,26	31,07	31,01	31,01	31,02
3	54,58	48,61	44,42	45,97	47,54	48,65	49,40
4	54,58	48,61	44,42	45,97	47,54	48,65	49,40
5	93,11	91,14	88,71	88,21	88,07	88,04	88,05
6	93,11	91,14	88,71	88,21	88,07	88,04	88,05
7	154,30	137,42	125,73	129,98	134,29	137,35	139,44
8	154,30	137,42	125,73	129,98	134,29	137,35	139,44
9	177,55	174,60	170,02	169,11	168,84	168,77	168,78

Die blaue Linie in Abbildung 6-20 zeigt den Einfluss der radialen Elementanzahl auf die neunte Eigenfrequenz/Eigenform (acht Knoten) des generierten Ringes in Abbildung 6-19 a). Die rote Linie in Abbildung 6-20 zeigt die berechnete neunte Eigenfrequenz des in Abbildung 6-19 b) dargestellten, fein vernetzten Referenzmodells (8 x 8 Elemente im Querschnitt). Hier wird bewusst eine Mode höherer Ordnung ausgewählt, da die Netzqualität in der Regel auf Moden höherer Ordnung (Anzahl Knoten) mehr Einfluss ausübt.



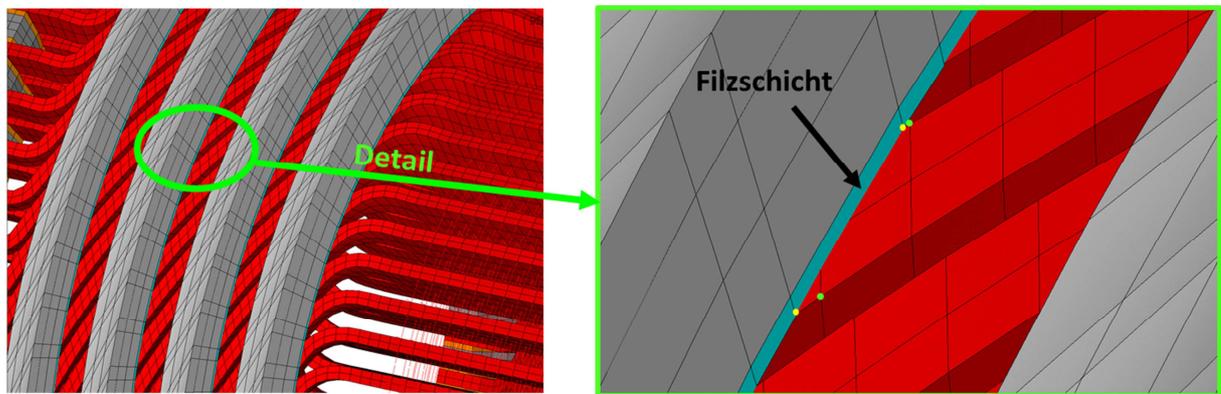
**Abbildung 6-20 Acht- knotige Mode in Abhängigkeit der Anzahl von Elementen in radialer Richtung**

Anhand der Konvergenzstudie in Abbildung 6-20 kann eine Elementanzahl von 5 in radialer Richtung empfohlen werden.

### 6.8.1 Modellierung des Kontaktes zwischen Ring und Stab

Eine weitere Herausforderung stellt die Modellierung des Kontaktes zwischen den Ringen und den Stäben dar. Wie in Abbildung 5-19 und Abbildung 5-20 zu sehen ist, werden alle Ringe über eine Filzschicht, welche für ein kontinuierliches Aufliegen des Ringes auf den Stäben über den Umfang sorgt, an die Stäbe bandagiert. Hier sei angemerkt, dass der Ring mit reiner Muskelkraft leicht bewegt werden kann, was auf eine weiche Koppelung der Ringe mit den Stäben via Bandagen hinweist. Yoshihiko et al. [12] modellieren diese Bandagen mit Bernoulli- Balken- Elementen. Die Ringe sowie Stäbe werden dabei mit Solid Elementen modelliert. Diese Methode hat jedoch eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden zufolge, da sehr viele Balken Elemente erforderlich sind. Des Weiteren haben Balken Elemente pro Knoten sechs Freiheitsgrade während Solid Elemente nur über drei Freiheitsgrade pro Knoten verfügen. Bernoulli- Balkenelemente sind schubstarr. Das bedeutet, Schubdeformationen werden nicht berücksichtigt, was dazu führt, dass die Querschnittsfläche stets eben und senkrecht zur verformten Balkenachse bleibt [39]. Das hat zur Folge, dass Momente vom Balken Element nicht auf das Solid Element übertragen werden können, was wiederum zu einem Verlust der Struktursteifigkeit und letztendlich zu Eigenfrequenzen, die zu tief sind, führt. Dies zeigt auch der von Yoshihiko et al. [12] durchgeführte Vergleich von Rechnung und Messung. Dieses Kontaktproblem wird in dieser Dissertation mit einer Methode gelöst, bei welcher die Filzschicht mit dünnen Solid Elementen modelliert wird. Diese dünne Elementschicht ist durch koinzidente Knoten mit dem Ring fix gekoppelt. Aufgrund der Geometrie der Stäbe und Ringe sind die Knoten der Filzschicht nicht koinzident mit jenen der Stäbe. Aus diesem Grunde wurde ein Algorithmus programmiert, welcher jenen Knoten am Stab findet, der dem zu koppelnden Knoten der Filzschicht am nächsten ist. Diese beiden Knoten werden in Folge mittels Koppelgleichungen steif gekoppelt. Abbildung 6-21 zeigt schematisch, welche Knoten miteinander steif gekoppelt werden. Der gelb markierte Knoten der Filzschicht wird mit dem grün markierten Knoten des Stabes gekoppelt.

Würde man alle Knoten in diesem Bereich zu einem Knoten- Set zusammenfassen und koppeln, so würde ein nicht vernachlässigbarer Fehler hinsichtlich der Struktursteifigkeit gemacht werden. Aus diesem Grund werden nur zwei Knoten gekoppelt die eine geringe Distanz zueinander haben. Die Koppelung via Koppelgleichung wurde bereits bei den Kupferlaschen angewendet und hat zur Folge, dass bei Bewegung einer der beiden Knoten der zweite Knoten dieselbe Bewegung durchführt, als wären die beiden Knoten mittels eines unendlich steifen Verbindungselements verbunden. Diese dünne Elementschicht bekommt einen isotropen (richtungsunabhängigen) Elastizitätsmodul zugewiesen welcher aus dem in Kapitel 5.2.5 beschriebenen Druckversuch stammt. Der Schubmodul dieser dünnen Elementschicht wird soweit herunter gesetzt, dass der Ring in Bezug auf den Stab in Umfangsrichtung entkoppelt ist. Wie bereits eingangs erwähnt, entspricht dies der Realität. Bei der Wahl des Schubmoduls sollte man jedoch nicht zu weit gegen Null gehen, da die Verschiebungen zu groß und das System numerisch instabil wird. Der Einfluss der schubweichen Filzschicht auf das modale Wickelkopfverhalten wird in Kapitel 7.3.6 anhand einer Parameterstudie verifiziert.



**Abbildung 6-21 Koppelung der Knoten von Filzschicht und Stab**

Im nächsten Schritt werden die erforderlichen geometrischen Eingabeparameter der Stützringe, Distanz- und Wicklungsschildchtringe noch etwas näher erklärt.

## 6.8.2 Stützringe

Zur Modellierung der Stützringe sind die Eingabe des axialen Abstands vom Nutende ( $Abstand_{SR}$ ), die Breite ( $Breite_{SR}$ ) sowie der Außendurchmesser ( $Außendurchm_{SR}$ ) erforderlich. Die erforderlichen geometrischen Maße sind in Abbildung 6-22 dargestellt. Das zuvor erwähnte Nutende markiert den Bereich, in dem die Stäbe aus dem Blechpaket auskragen. Wie bereits eingangs erwähnt ergibt sich der Innendurchmesser automatisch durch die vorgegebene Geometrie der Stäbe. Hier sei angemerkt, dass ein Ring in radialer Richtung (vgl. Abbildung 6-18 – Anzahl radiale Elemente) mit maximal sieben Elementreihen diskretisiert werden kann. Die Knoten der Stützringe werden mit den Knotennummern im Bereich 100 bezeichnet. Auch hier gilt die zuvor in Kapitel 6.5 beschriebene Erklärung.

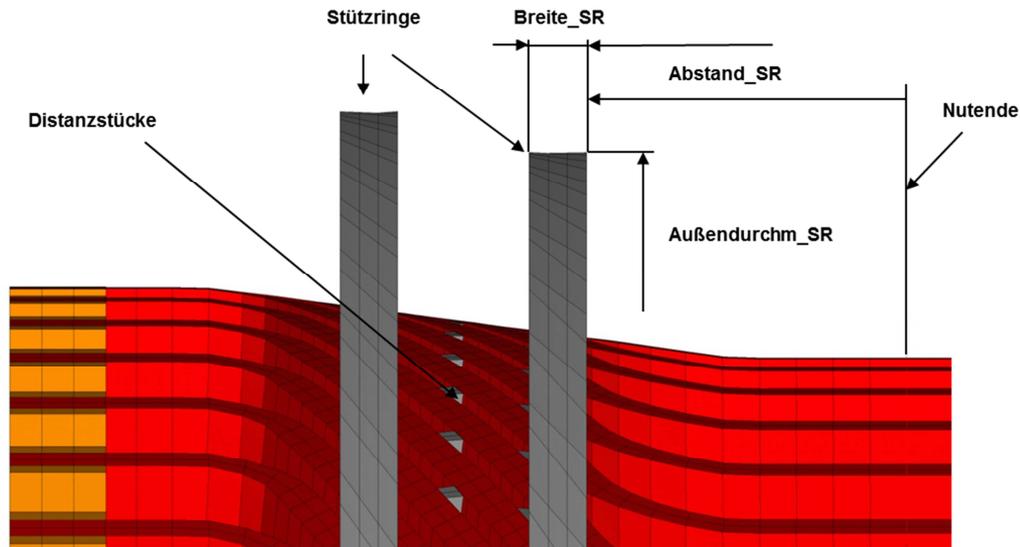


Abbildung 6-22 Erforderliche Geometrieparameter zur Modellierung der Stützringe [23]

### 6.8.3 Wicklungsschild- Dichtring

Der in Abbildung 5-19 dargestellte Wicklungsschild- Dichtring wird exakt gleich montiert wie der Stützring, mit dem einen Unterschied, dass sich dieser Ring an der Innenseite des Wickelkopfes befindet. Die Geometrieparameter bleiben jedoch gleich und werden gemäß Abbildung 6-22 definiert. Abbildung 6-23 zeigt den diskretisierten Wicklungsschild- Dichtring. Wie die Stützringe und Distanzringe wird auch bei der Montage dieses Ringes eine Filzschicht zwischen die Stäbe und den Ring platziert. Der Wicklungsschild- Dichtring ist wie der Distanz- und Stützring aus Hartgewebe Material gefertigt und bekommt somit dasselbe in Kapitel 5.2.4 ermittelte Materialmodell zugewiesen. Hydrogeneratoren weisen keinen Wicklungsschild- Dichtring auf und somit wird die Modellierung dieses Bauteils unterdrückt. Dazu wird die Routine mit einem Rufzeichen inaktiv gesetzt. Die Knoten des Wicklungsschild- Dichtringes werden mit den Knotennummern im Bereich 500 bezeichnet (Erklärung dazu ist ident mit jener in Kapitel 6.5).

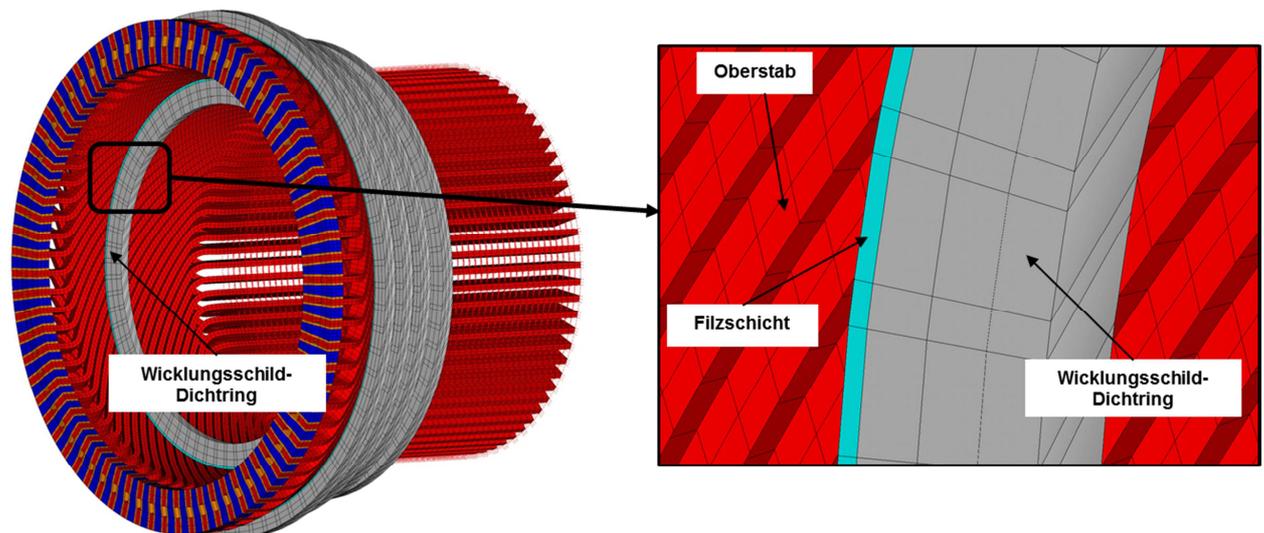


Abbildung 6-23 Modellierung Wicklungsschild- Dichtring

#### 6.8.4 Distanzringe

Zur Modellierung der Distanzringe (vgl. Abbildung 5-20) sind die Eingabe des axialen Abstands vom Nutende (Abstand\_DR) sowie die Breite (Breite\_DR) erforderlich. Die erforderlichen geometrischen Maße sind in Abbildung 6-24 dargestellt. Sowohl der Außen- als auch der Innendurchmesser sind durch die Geometrie der Stäbe vorgegeben. In axialer Richtung kann der Distanzring mit bis zu fünf Elementreihen diskretisiert werden. Wie die Stützringe werden auch die Distanzringe mittels Filzschicht und Bandagen mit den Stäben verbunden. Um flexibel hinsichtlich unterschiedlicher Maschinen zu sein, ist die Filzschichtdicke als veränderbarer Parameter definiert. Auf die explizite Modellierung der Bandagen wird verzichtet. Der Kontakt wird wie bei den Stütz- und Wicklungsschilddichtring über die Filzschicht und die beschriebene Kontaktmethode hergestellt. Aufgrund der begrenzten Verfügbarkeit von Knotennummern ist die Anzahl an möglichen Ringen mit vier Stück begrenzt. Dies ist für sämtliche Maschinen ausreichend. Während der Distanzring bei Turbogeneratoren ein Ring aus Hartgewebe ist, kommt bei Hydrogeneratoren ein sogenannter Distanzschlauch zum Einsatz. Für die Modellierung wird in beiden Fällen die beschriebene Methode herangezogen, jedoch ändern sich die Materialdaten. In [23] wird auf die Unterschiede zwischen Wasserkraft- und Turbogeneratoren hinsichtlich Modellierung und Materialdaten eingegangen. Die Knoten der Distanzringe werden mit den Knotennummern im Bereich 600 bezeichnet (Erklärung dazu ist ident mit jener in Kapitel 6.5).

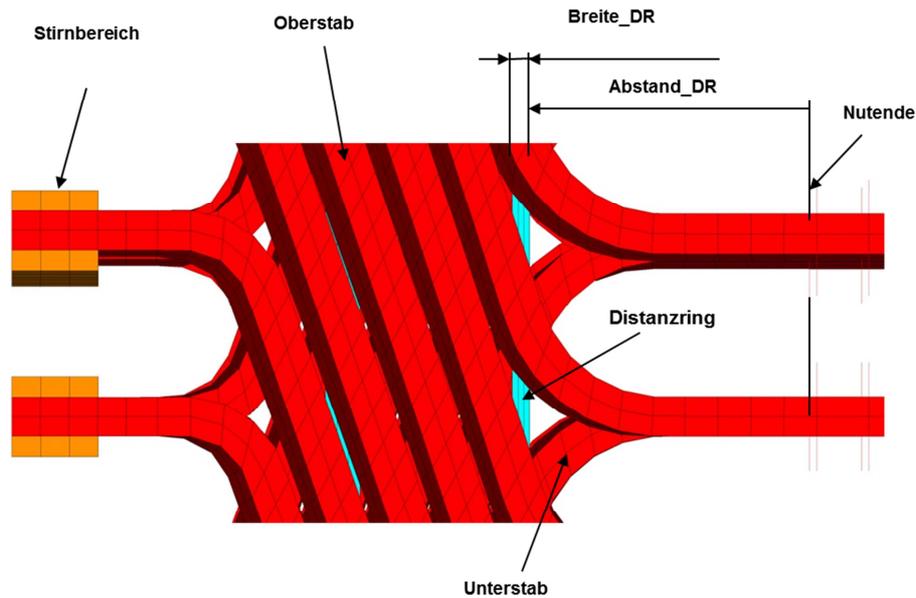


Abbildung 6-24 Erforderliche Geometrieparameter zur Modellierung der Distanzringe [23]

## 6.9 Distanzstücke

Zur Modellierung der Distanzstücke ist die Eingabe folgender, in Abbildung 6-25 dargestellter, Geometrie Parameter erforderlich. Zum einen muss der axiale Abstand der Distanzstück- Reihe vom Nutende mit dem Parameter „Abstand\_ZP“ definiert werden und zum anderen muss die Breite des Distanzstückes mit dem Parameter „Breite\_ZP“ festgelegt werden. Distanzstücke werden mit vier Elementen diskretisiert. Wie bei der Modellierung der Kupferlaschen und der Ringe sind auch bei den Distanzstücken die Kontakt- Knoten (siehe Abbildung 6-25 – Kontakt-Knoten) der Stäbe und der Distanzstücke nicht koinzident und werden daher mittels Koppelgleichungen steif gekoppelt. Da die Statorstäbe über die Länge gekrümmt sind, werden die Distanzstücke in der Realität zwischen die Stäbe eingepasst. Im FE- Modell führt diese Tatsache dazu, dass die Distanzstücke an Stellen stärkerer Krümmung von der Orthogonalität leicht abweichen können. Die programmierte Routine lässt Krümmungen größer  $4^\circ$  nicht zu. Da dies im Bereich der Distanzstück nicht der Fall ist, wurde die Routine diesbezüglich auch nicht erweitert. Die Anzahl der Distanzstückreihen variiert von Maschine zu Maschine und ist somit auch im FE- Tool frei wählbar. Die Knoten der Distanzstücke zwischen den Oberstäben werden mit den Knotennummern im Bereich 700 nummeriert, während jene zwischen den Unterstäben mit den Knotennummern im Bereich 800 nummeriert werden (Erklärung dazu ist ident mit jener in Kapitel 6.5).

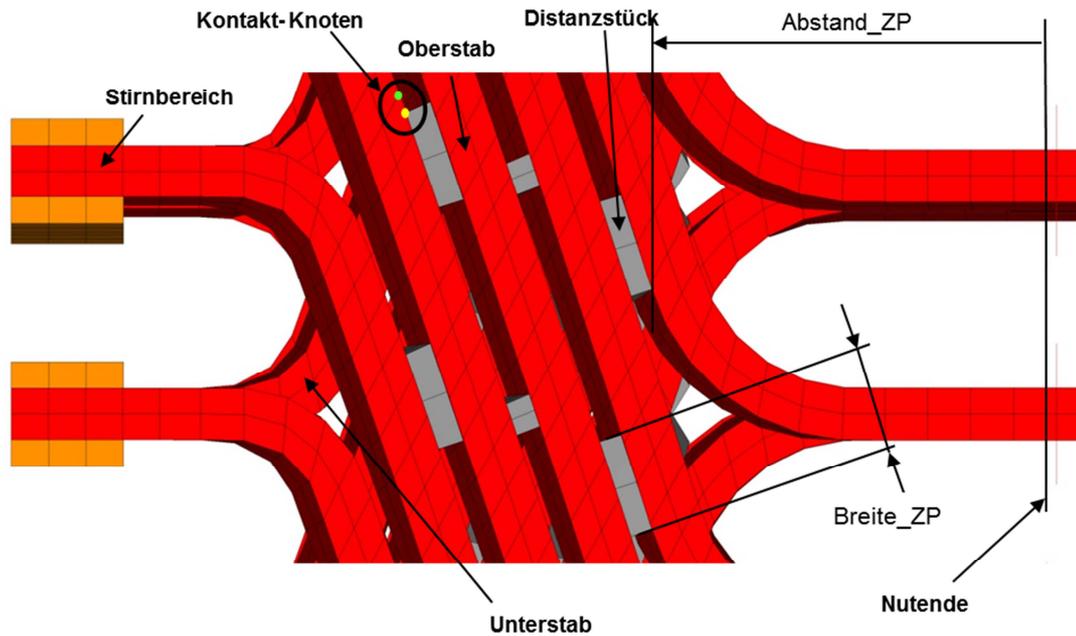


Abbildung 6-25 Modellierung der Distanzstücke [23]

## 6.10 Stützkonsolen

Die in Abbildung 6-26 dargestellten Stützkonsolen dienen hauptsächlich als Montagehilfe der Stützringe. Sie werden ebenfalls aus Hartgewebe gefertigt und haben somit eine geringe spezifische Dichte. Die Verbindung zwischen Konsole und Stützring wird wie der Kontakt zwischen den Ringen und den Stäben mit einer Filzschicht realisiert. Die Konsolen werden an der in Abbildung 6-26 markierten Kontaktfläche mit einer weichen Kupferlasche an der Druckplatte montiert. Diese Verbindung ist sehr weich was in Kombination mit der geringen spezifischen Dichte der Konsolen zu keinem signifikanten Einfluss dieser Bauteile auf die Lage der Eigenfrequenzen und auf das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes führt. Daher kann auf die Modellierung der Stützkonsolen verzichtet werden.

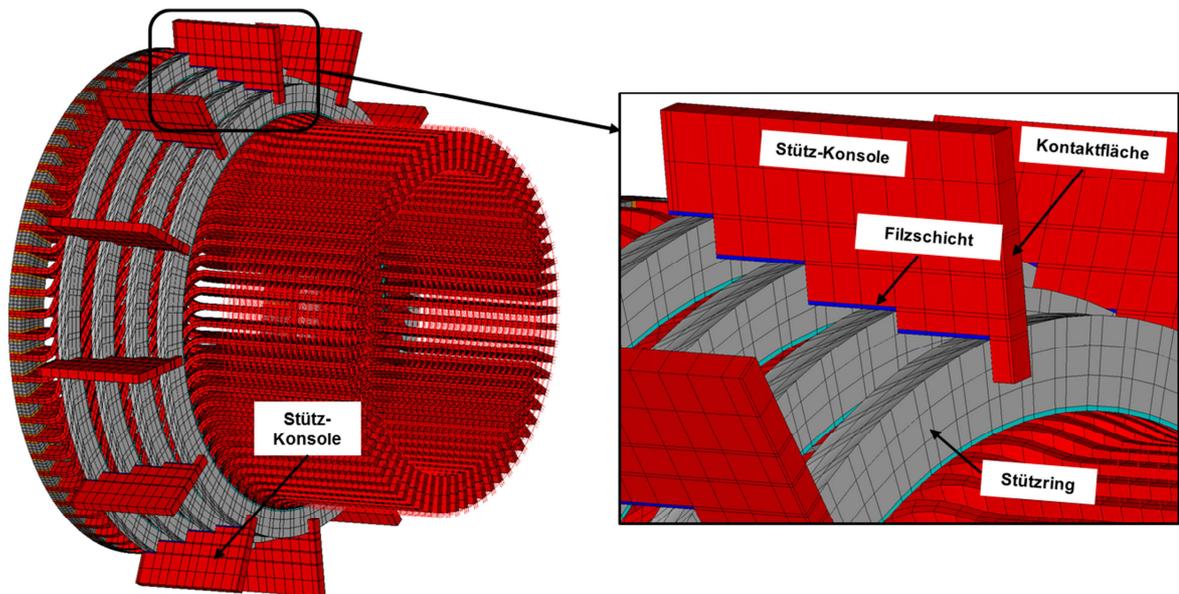


Abbildung 6-26 Modellierung der Stützkonsolen

## 6.11 Zusammenfassung des Kapitels

In diesem Kapitel wurde Entwicklung des FE- Tools detailliert beschrieben. Es liegt ein vollständig parametrisiertes FE- Modell des Wickelkopfes vor. Die erforderlichen Materialparameter wurden in Kapitel 5 ermittelt und werden den jeweiligen Komponenten zugewiesen. Das FE- Modell ist nun für diverse Analysen einsatzbereit.

## 7 FE- Analysen und Evaluierung via Messungen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den durchgeführten FE- Analysen an einem Turbogenerator und der Evaluierung des entwickelten FE- Tools durch Gegenüberstellung der FE- berechneten Ergebnisse mit durchgeführten Messungen.

Zu Beginn wird in Kapitel 7.1 anhand des FE- Tools eine numerische Modalanalyse zur Untersuchung der freien Schwingungen (Eigenfrequenzen, Eigenformen) durchgeführt. Die Ergebnisse werden einer experimentellen Modalanalyse am realen Wickelkopf gegenübergestellt. Anhand dieser Gegenüberstellung wird eine Evaluierung der Masse und Systemsteifigkeit des FE- Modells ermöglicht.

Des Weiteren werden in Kapitel 7.2 erzwungene Schwingungsberechnungen (harmonisch und transient) mit dem entwickelten FE- Tool durchgeführt, welche mit Messungen verglichen werden. Die Berechnung der dafür erforderlichen elektromagnetischen Erregerkräfte, welche von Dr. Stermecki am Christian Doppler- Labor für Multiphysikalische Simulation, Berechnung und Auslegung von elektrischen Maschinen durchgeführt wurde, ist ebenso in diesem Kapitel beschrieben. Des Weiteren wird die Schnittstelle zwischen dem strukturmechanischen und dem elektromagnetischen Modell definiert und erläutert. Diese ist Voraussetzung für das korrekte Aufprägen der elektromagnetischen Kräfte und somit Basis für die Berechnung erzwungener Schwingungen.

Der Einfluss diverser Versteifungsmaßnahmen wie Stützringe, Distanzringe, Distanzstücke etc. auf das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes wird im Zuge von durchgeführten Parameterstudien in Kapitel 7.3 untersucht. Ebenso wird der Temperatureinfluss auf die Lage der globalen Wickelkopfmoden untersucht.

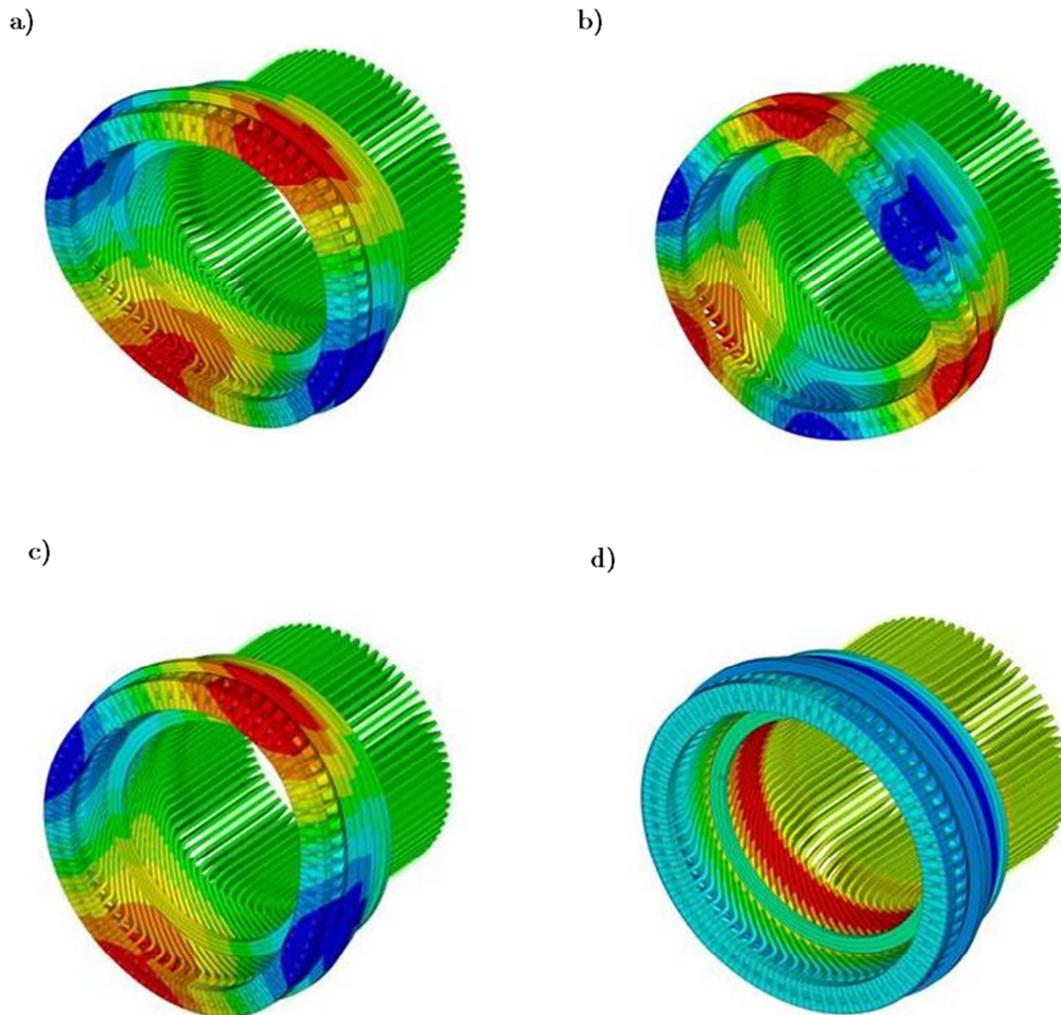
### 7.1 Modalanalyse

In diesem Kapitel wird das Ergebnis der Modalanalyse präsentiert. Zur Evaluierung der Systemsteifigkeit und Systemmasse wird eine numerische Modalanalyse mit dem entwickelten FE- Tool an einem Turbogenerator durchgeführt und einer experimentellen Modalanalyse am Wickelkopf gegenübergestellt. Die Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen liefert ein Maß für die Qualität des FE- Modells hinsichtlich Systemsteifigkeit und Systemmasse.

#### 7.1.1 Numerische Modalanalyse

Die FE berechneten Eigenformen sind in Abbildung 7-1 dargestellt. Da es sich hierbei um modale Eigenformen handelt, sind keine absoluten Verschiebungen, sondern lediglich die qualitative Verformung der Struktur ersichtlich. So kann anhand der Anzahl an Schwingungsknoten eine bestimmte Mode (z.B. 4 Knoten = Elliptische Mode, 6 Knoten = Polygonalmode) identifiziert werden. Die Anzahl der Knoten ist an den wechselnden Farben zu erkennen (rot = maximale Verformung, blau = minimale Verformung). Hier sei noch angemerkt, dass für diese Analyse sämtliche, bei Raumtemperatur ermittelten, Materialparameter verwendet wurden. Grund dafür ist,

dass die experimentelle Modalanalyse (vgl. 4.3), welche für die Evaluierung herangezogen wird, ebenfalls bei Raumtemperatur und nicht im Betrieb durchgeführt wird.



**Abbildung 7-1 FE- berechnete Moden a) 4- knotige Radialmode, b) 6- knotige Radialmode, c) Axialmode, d) Torsionsmode [40]**

Die Dämpfung wird in dieser Arbeit in der Modalanalyse nicht berücksichtigt. Grund dafür ist, dass gemäß Formel (7.1) der Einfluss der Dämpfung auf die Lage der gedämpften Eigenfrequenz  $\omega_d$  nicht signifikant ist, wenn die Lehr'sche Dämpfung  $\xi$  sehr klein ist. So wird in [27] als Grenzwert 20% Lehr'sche Dämpfung festgelegt. Das bedeutet, dass das Verhältnis von gedämpfter Eigenfrequenz  $\omega_d$  zur ungedämpften Eigenfrequenz  $\omega_0$  bis zu einer Lehrschen Dämpfung von 20% nahezu 1 beträgt und man daher auf die Berücksichtigung der Dämpfung in der Modalanalyse verzichten kann. Abbildung 7-2 stellt diesen Zusammenhang grafisch dar. Im Zuge der experimentellen Modalanalyse am Wickelkopf wurden neben den Eigenformen und Eigenfrequenzen auch die modalen Dämpfungswerte in Form von Lehr'scher Dämpfung ermittelt. Diese liegen mit Werten  $< 0,1\%$  in einem Bereich, in dem auf die Berücksichtigung der Dämpfung in der Modalanalyse verzichtet werden kann.

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (7.1)$$

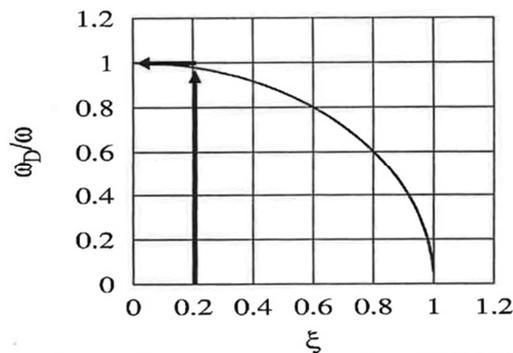


Abbildung 7-2 Einfluss der Lehr'schen Dämpfung auf die Eigenfrequenz [27]

Würde man die Dämpfung in der Modalanalyse berücksichtigen wollen, so ist das z.B. in Form von massen- bzw. steifigkeitsproportionaler Dämpfung (sogenannte Alpha/Beta- Dämpfung) möglich. Gemäß der Definition der ungedämpften Eigenfrequenz in Gleichung (7.2), bestimmt die Systemsteifigkeit und die Masse die Lage der Eigenfrequenzen. In dieser Formel steht  $\omega$  für die ungedämpfte Eigenfrequenz,  $k$  für die Steifigkeit und  $m$  für die Masse.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.2)$$

Somit liefert der Vergleich der FE- Rechnung mit den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse am Wickelkopf eine wichtige Aussage über die Qualität des FE- Tools.

## 7.1.2 Experimentelle Modalanalyse

Zur Messung der Moden werden Beschleunigungssensoren in drei axialen Ebenen über dem Umfang positioniert. Abbildung 7-3 a) zeigt diese axialen Messebenen P, N und M im Bereich des Wickelkopfes. In jeder Messebene werden 18 Beschleunigungssensoren über den Umfang verteilt in regelmäßigen Abständen positioniert. Abbildung 7-3 b) zeigt ein Bild der montierten Beschleunigungssensoren. Diese zeichnen das Zeitsignal der Beschleunigung auf. Mittels FFT-Analyse wird das Signal in den Frequenzbereich transformiert und man erhält die Eigenfrequenzen des Wickelkopfes. Neben den Eigenfrequenzen liefert die experimentelle Modalanalyse mit dem Messprogramm Pulse die zugehörigen Eigenvektoren (Eigenformen) und die modalen Dämpfungswerte. Die so ermittelten modalen Dämpfungswerte werden in Kapitel 7.2.2 und Kapitel 7.2.3 für die harmonischen und transienten Analysen herangezogen.

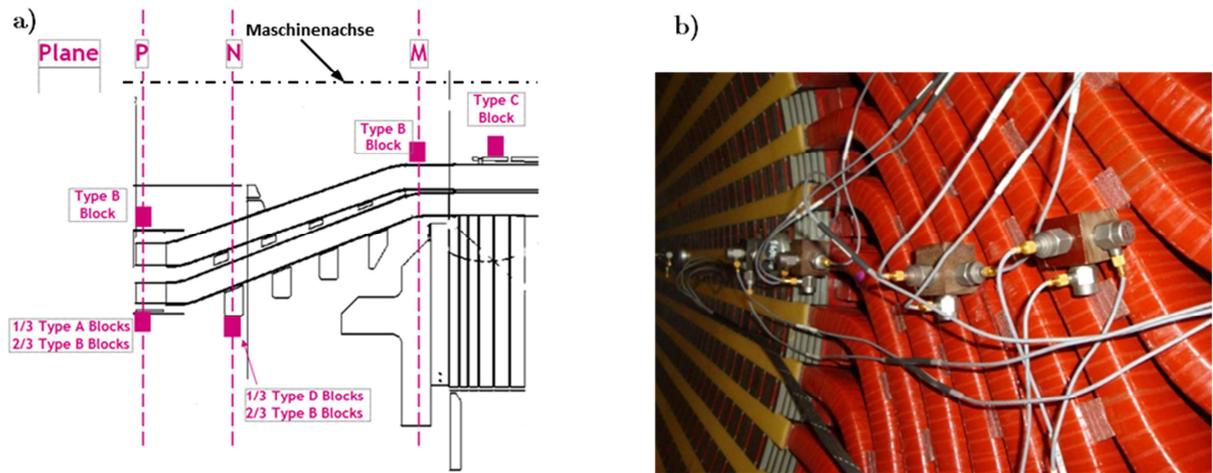


Abbildung 7-3 a) Experimentelle Modalanalyse: Messebenen im Wickelkopfbereich, b) Foto der montierten Sensoren in Ebene N und M

Die gemessenen Eigenformen sind in Abbildung 7-4 a) bis d) dargestellt. Neben der vier- und sechs-knotigen Radialmode ist die axial- sowie die Torsionsmode zu sehen.

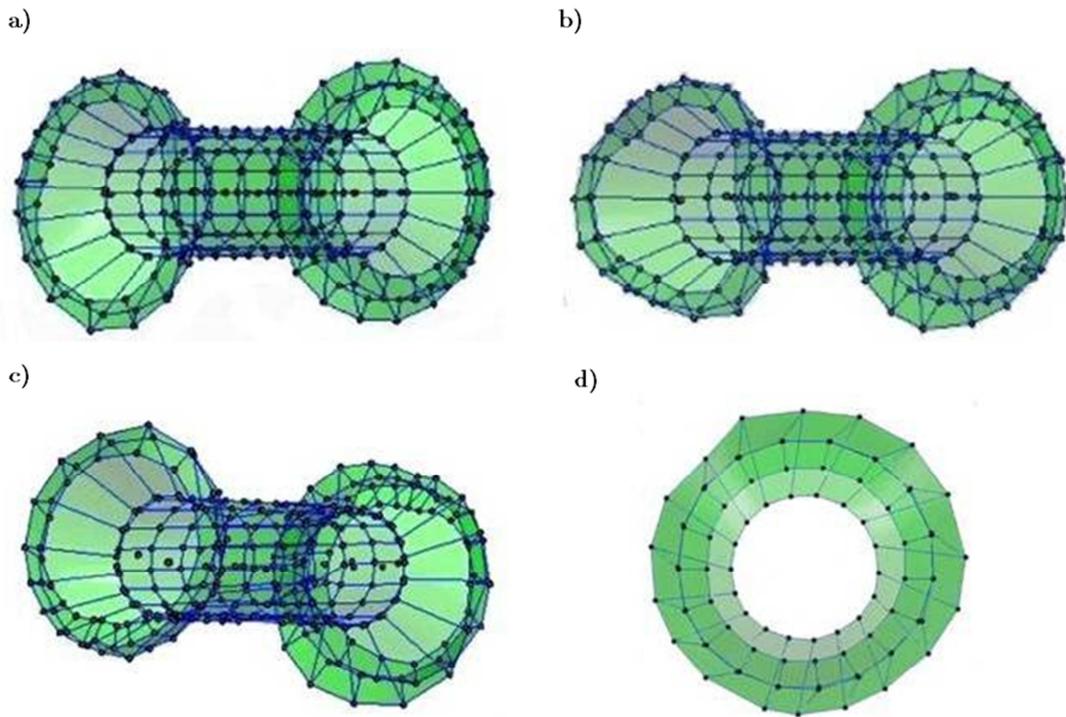


Abbildung 7-4 Gemessene Moden a) 4- knotige Radialmode, b) 6- knotige Radialmode, c) Axialmode, d) Torsionsmode, [40]

### 7.1.3 Gegenüberstellung Numerische/Experimentelle Modalanalyse

Um eine Aussage über die Qualität des FE- Modells treffen zu können, werden die berechneten Eigenfrequenzen mit den gemessenen Eigenfrequenzen verglichen. Um einen solchen Vergleich durchführen zu können, müssen zuerst die zu vergleichenden Eigenformen anhand der Anzahl an Knoten identifiziert werden. Es darf nur die gemessene Eigenfrequenz einer Mode n-ter Ordnung mit der berechneten Eigenfrequenz der Mode n-ter Ordnung verglichen werden. So entspricht die in Abbildung 7-4 a) dargestellte, gemessene 4- knotige Eigenform qualitativ der in Abbildung 7-1 a) dargestellten, FE- berechneten 4- knotigen Eigenform. Beide sind radiale Ellipsen (4- knotige Mode). Weiters entspricht die in Abbildung 7-4 b) dargestellte, gemessene 6- knotige Eigenform qualitativ der in Abbildung 7-1 b) dargestellten, FE- berechneten 6- knotigen Eigenform. Es handelt sich in beiden Fällen um Polygonale Moden (6- knotige Moden). Die in Abbildung 7-4 c) dargestellte, gemessene 4- knotige Eigenform entspricht qualitativ der in Abbildung 7-1 c) dargestellten, FE- berechneten 4- knotigen Eigenform. Beide sind Ellipsen (4- knotige Moden), jedoch ist die Verformung dieser Moden axial dominierend. Die in Abbildung 7-4 d) dargestellte, gemessene Torsions- Eigenform entspricht qualitativ der in Abbildung 7-1 d) dargestellten, FE- berechneten Torsions- Eigenform.

Im nächsten Schritt wird die Übereinstimmung der, zu den entsprechenden Moden gehörigen, Eigenfrequenzen überprüft. Dazu werden die gemessenen Eigenfrequenzen der bestimmten Moden (Ellipse, Polygon, Torsion) mit den FE- berechneten Eigenfrequenzen der jeweiligen Moden verglichen und evaluiert. Kurz gesagt wird die Lage der Eigenfrequenz der z.B. 4- knotigen gemessenen Mode mit der Lage der Eigenfrequenz der FE- berechneten 4- knotigen Mode evaluiert. Anhand dieses Vergleichs kann bereits eine erste Aussage über die Qualität des FE- Tools hinsichtlich Systemsteifigkeit und Systemmasse getroffen werden. Das Ergebnis dieser Abweichungsanalyse ist in Tabelle VIII relativ in Prozent dargestellt. Die Reihenfolge in Tabelle VIII (a bis d) entspricht der Reihenfolge in Abbildung 7-1 und Abbildung 7-4. Eine positive Abweichung in % bedeutet, dass die gemessene Eigenfrequenz höher ist als die berechnete Eigenfrequenz.

**Tabelle VIII Abweichungsanalyse der Eigenfrequenzen - FE- Rechnung / Messung**

	FE- Berechnung	Experimentelle Modalanalyse	Abweichung
a)	60.3 Hz	61.0 Hz	1.15 %
b)	87.1 Hz	88.5 Hz	1.58 %
c)	40.9 Hz	39.5 Hz	3.5 %
d)	39 Hz	35 Hz	-11,4%

Die in Tabelle VIII präsentierten Abweichungen sind mit +1,15 bis +3,5 % bei den Radial/Axial-Moden sehr gering und weisen auf eine hohe Qualität des FE- Modells hin. Die beiden Radialmoden a) und b) weisen mit einer positiven Abweichung von 1,15% bzw. 1,6% darauf hin, dass die Systemsteifigkeit im FE- Modell etwas zu gering ist. Hingegen weist die negative Abweichung von -11,4% der Torsionsmode auf leicht überhöhte Einspannsteifigkeit im Nutendbereich hin. In Kapitel 5.2.2 wurde die Anbindung des Wickelkopfes an das Stator- Gehäuse durch Federelemente beschrieben. Bei einer reinen Torsionsschwingung werden besonders die Federn in tangentialer

Richtung beansprucht. Die Stäbe selbst werden bei reiner Torsion nicht sehr stark beansprucht. Der Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit dieser Federelemente im Nutendbereich wurde im Zuge einer Parameterstudie analysiert und wird in Kapitel 7.3.3 näher beschrieben. Diese Parameterstudie bestätigt den dominierenden Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit der Federelemente im Nutendbereich auf die Lage der Torsions- Eigenfrequenz des Wickelkopfes.

#### 7.1.4 Anwendung der numerischen Modalanalyse auf einen Hydrogenerator

Zur Evaluierung der numerischen Stabilität und Flexibilität des entwickelten FE- Tools, wurde dieses im Zuge einer Diplomarbeit [23] auf Hydrogeneratoren angewendet. Die Ergebnisse der numerischen Modalanalyse (Eigenfrequenzen und Beschreibung der Eigenform) an einem Generator mit einer Polpaarzahl von Fünf und einer Drehzahl von  $600 U/min$  sind in Tabelle IX dargestellt.

**Tabelle IX Ergebnisse der numerischen Modalanalyse an einer 10- poligen Maschine [23]**

Reihung	Frequenz [Hz]	Beschreibung der Mode
1	50,6	Biegeschwingung des ges. Wickelkopfes (siehe Kapitel 5.2.5)
3	52,2	Radialschwingung mit 4 Knoten (siehe Kapitel 5.2.1)
5	56,2	Radialschwingung mit 6 Knoten (siehe Kapitel 5.2.2)
7	61,5	Radialschwingung mit 8 Knoten (siehe Kapitel 5.2.3)
9	67,9	Radialschwingung mit 10 Knoten (siehe Kapitel 5.2.4)
11	69,8	Axialschwingung (siehe Kapitel 5.2.6)
12	75,2	Radialschwingung mit 12 Knoten
14	81,2	Torsionsschwingung (siehe Kapitel 5.2.7)

Ausgewählte, normierte Ergebnisse der Modalanalyse an diesem Generator sind in Abbildung 7-5 bis Abbildung 7-8 zu sehen. Dabei handelt es sich um die 4-, 6-, 8- und 10-knotige Radialmode. Die Seitenansicht dieser Eigenformen lässt erkennen, dass auch die Radialmoden geringe Axialbewegungen durchführen, jedoch dominiert die Radialbewegung. Die Ergebnisse an weiteren Maschinen sind in [23] dokumentiert. Die erfolgreiche Anwendung des FE- Tools auf Hydrogeneratoren repräsentiert dessen Flexibilität hinsichtlich unterschiedlichster Maschinentypen.

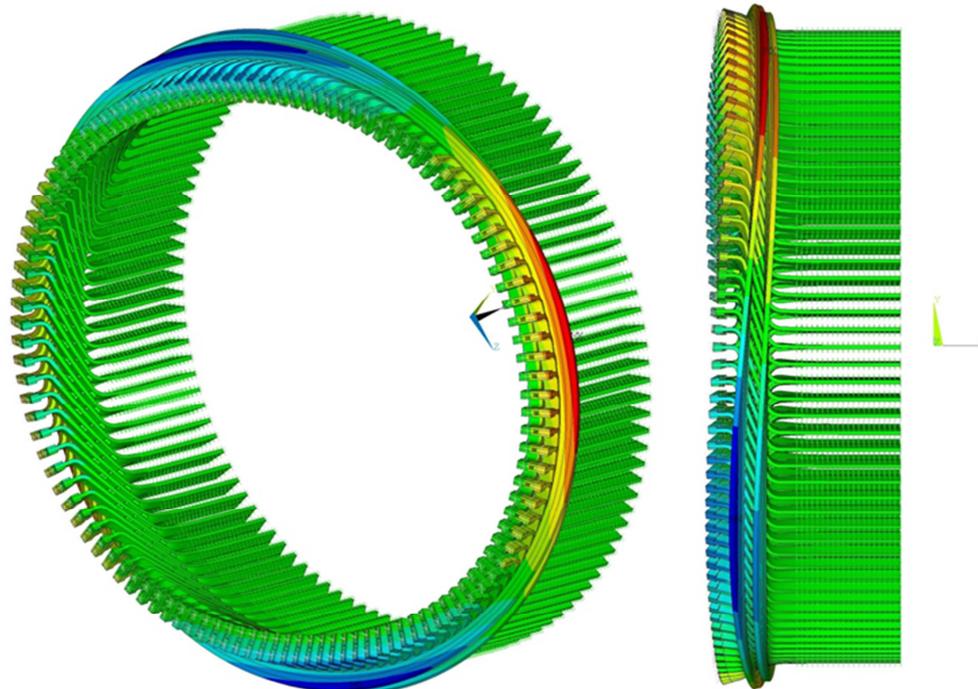


Abbildung 7-5 4-Knoten Radialmode bei 52,2 Hz

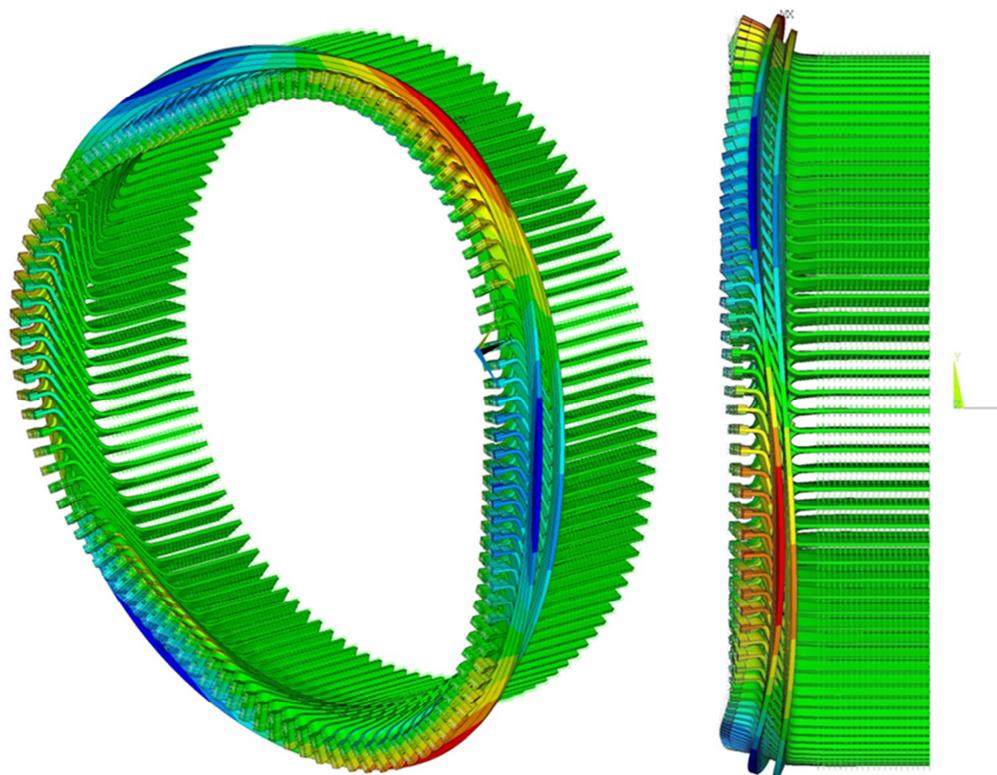


Abbildung 7-6 6- Knoten Radialmode bei 56,2 Hz

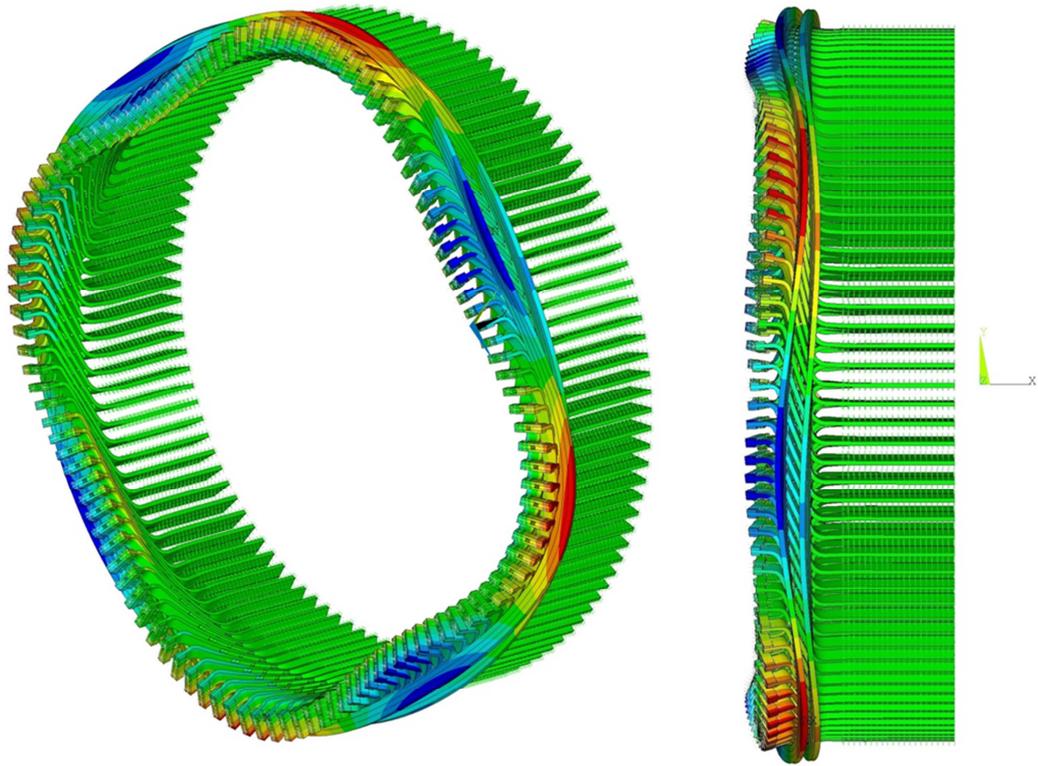


Abbildung 7-7 8- Knoten Radialmode bei 61,5 Hz

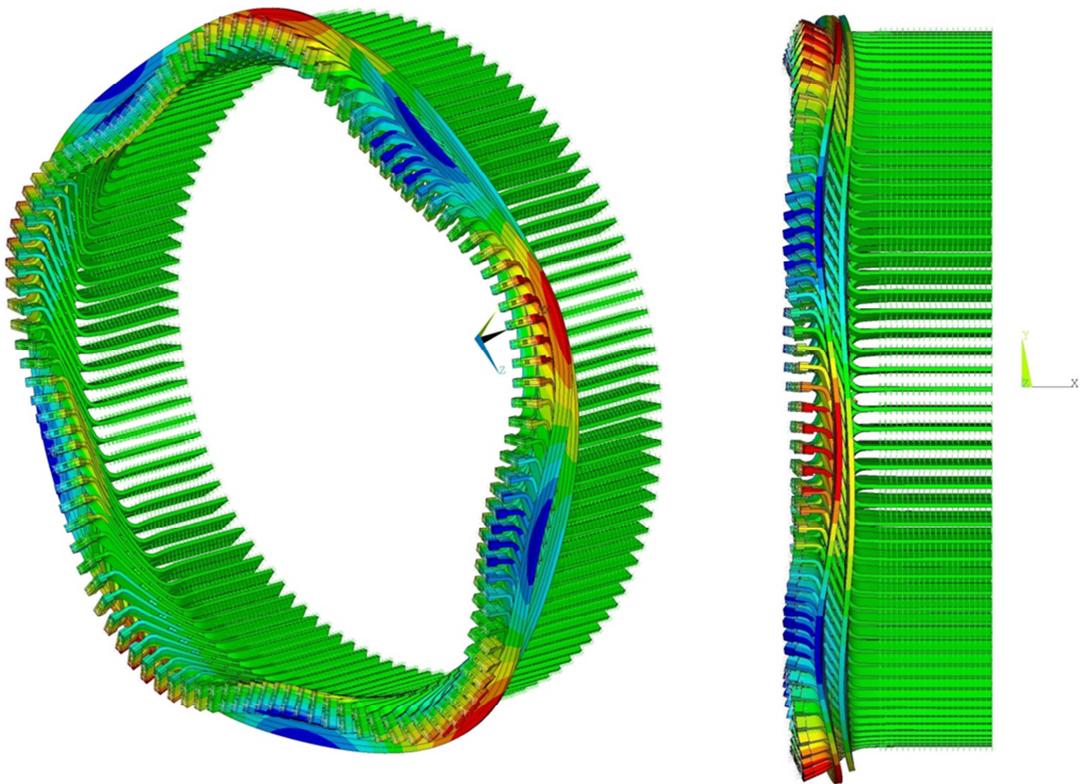


Abbildung 7-8 10- Knoten Radialmode bei 67,9 Hz

## 7.2 Erzwungene Schwingungsberechnung

Anhand des Vergleiches der numerischen mit der experimentellen Modalanalyse des Wickelkopfes wurde das strukturdynamische Modell hinsichtlich seiner Systemsteifigkeit und Systemmasse evaluiert. Im Zuge dieser Dissertation soll die Antwort der Wickelkopf- Struktur sowohl auf die im stationären Betrieb auftretenden elektromagnetischen Kräfte als auch auf transiente Ereignisse wie z.B. Kurzschlusskräfte untersucht werden. Es handelt sich hierbei um die Berechnung erzwungener Schwingungen. Die Basis dafür bildet die Berechnung der Erregerkräfte. Diese sind im Falle des Generators elektromagnetischer Natur. Die berechneten Kräfte (Lorentz- Kräfte) werden wiederum dem strukturmehchanischen FE- Modell aufgeprägt und sind somit essentiell für sowohl die harmonische, als auch die transiente Analyse. Im Zuge dieser Arbeit wird die Qualität des FE- Tools bei der Berechnung erzwungener Schwingungen (harmonisch und transient) mittels Vergleich mit Messungen evaluiert. Dazu werden die numerisch berechneten harmonischen und transienten Schwingungsamplituden bzw. Verformungen den gemessenen Amplituden bzw. Verformungen gegenübergestellt.

### 7.2.1 Berechnung der elektromagnetischen Erreger- Kräfte

An dieser Stelle sei nochmals angemerkt, dass sämtliche elektromagnetische Berechnungen in enger Kooperation mit dem Institut für Grundlagen und Theorie der Elektrotechnik der Technischen Universität Graz von Dr. Stermecki am Christian Doppler- Labor für Multiphysikalische Simulation, Berechnung und Auslegung von elektrischen Maschinen durchgeführt wurden. Ziel der elektromagnetischen Berechnung ist die Ermittlung der elektromagnetischen Kräfte (vgl. Kapitel 4.7.1), welche auf das mechanische FE- Modell aufgeprägt werden und dieses zu Schwingungen (harmonisch oder transient) anregen. Dazu müssen zuvor folgende Eingangsgrößen für die elektromagnetische Berechnung messtechnisch ermittelt werden: Zu messen ist der Strom in den Stäben, die Netzfrequenz, Drehzahl sowie der Rotorstrom.

#### ***7.2.1.1 Messung der erforderlichen Eingangsgrößen für die elektromagnetischen Berechnungen***

Zur Messung der erforderlichen Größen - Strom in den Stäben, Frequenz, Drehzahl sowie Rotorstrom, wurde der Dauerkurzschluss mit 1,1- fachem Nennstrom und der Stoßkurzschluss mit 0,6- facher Nennspannung (Statorspannung) am Prüffeld der Andritz Hydro in Weiz durchgeführt. Für die folgende harmonische Analyse in Kapitel 7.2.2 werden die Messdaten des Dauerkurzschlusses mit der Bezeichnung „R04SC1\_1 Short Circuit Heat Run at 1.1 pu“ (durchgeführt am 16. September 2009, 8:30 Uhr) mit 1,1- fachem Nennstrom herangezogen. Dabei wurden neben den für die Berechnung erforderlichen Größen - Strom in den Stäben, Frequenz, Drehzahl sowie Rotorstrom, an ausgewählten Positionen des Wickelkopfes (Abbildung 7-9) Amplitude und Phase gemessen. Die gemessene Amplitude dient im Anschluss der Evaluierung des FE- Tools.

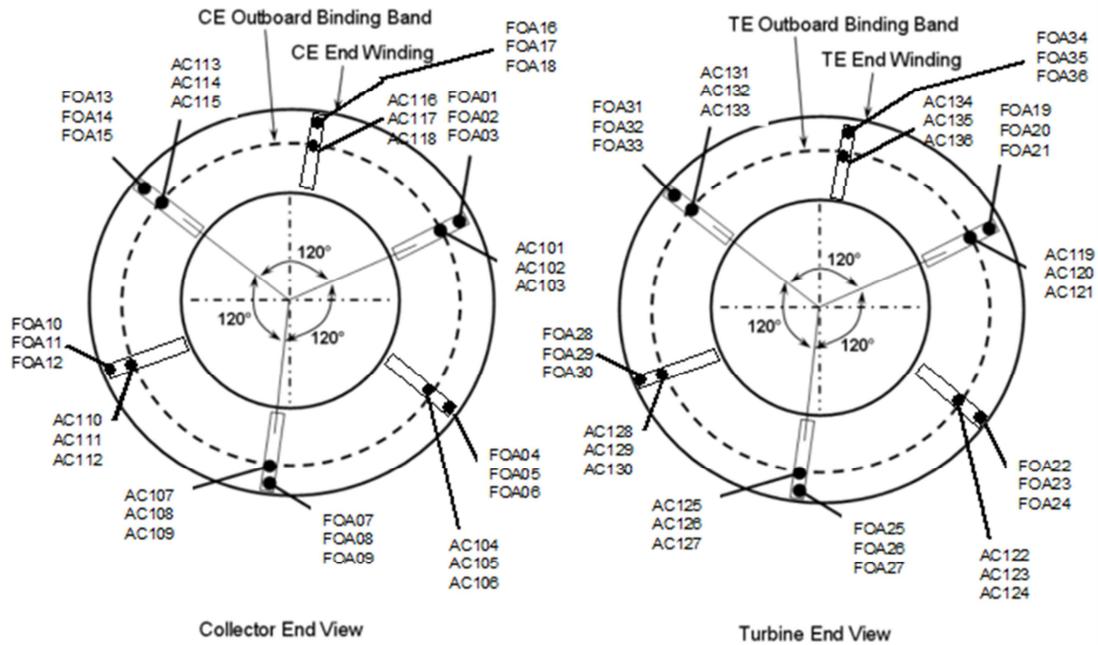


Abbildung 7-9 Positionierung der Beschleunigungsgeber am Wickelkopf - Ansicht von vorne

### 7.2.1.2 Ablaufschema der elektromagnetischen Berechnung - Schnittstelle Strukturdynamik/ Elektromagnetik

Die elektrische Berechnung erfolgt wie die mechanische Berechnung zum Teil ebenfalls auf Basis der Methode der Finiten Elemente, unter Berücksichtigung der Rotorerregung (vgl. [5]). Um vom Strom in den Stäben zu den wirkenden Kräften am Wickelkopf zu gelangen, sind aufwändige, elektromagnetische Berechnungen erforderlich. Des Weiteren ist eine nicht triviale Schnittstelle zwischen elektrischer und mechanischer Berechnung von enormer Bedeutung, da die Kräfte nicht in jener Software ermittelt werden, in der sie schlussendlich dem mechanischen Modell aufgeprägt werden. In Summe sind drei unterschiedliche Softwarepakete erforderlich. Dabei handelt es sich um die Finite Elemente Software ANSYS® und ELEFANT® sowie um MatLab®. Dieses Unterkapitel soll die teilweise nicht trivialen Interaktionen zwischen diesen drei verwendeten Softwarepaketen detailliert beschreiben. Dazu sind in Abbildung 7-10 der Workflow und die Schnittstelle von elektrischer und mechanischer Berechnung schematisch dargestellt. Um nicht den Überblick zu verlieren, sind die unterschiedlichen Softwarepakete mit unterschiedlichen Farben gekennzeichnet (rot = ANSYS®, grün = Elefant®, grau = MatLab®). Die Übergabe von Daten wird durch die blau hinterlegten Pfeile symbolisiert. Die erforderlichen Eingabeparameter etc. sind gelb hinterlegt. Der Ablauf der gesamten Berechnung wird im Folgenden erklärt.

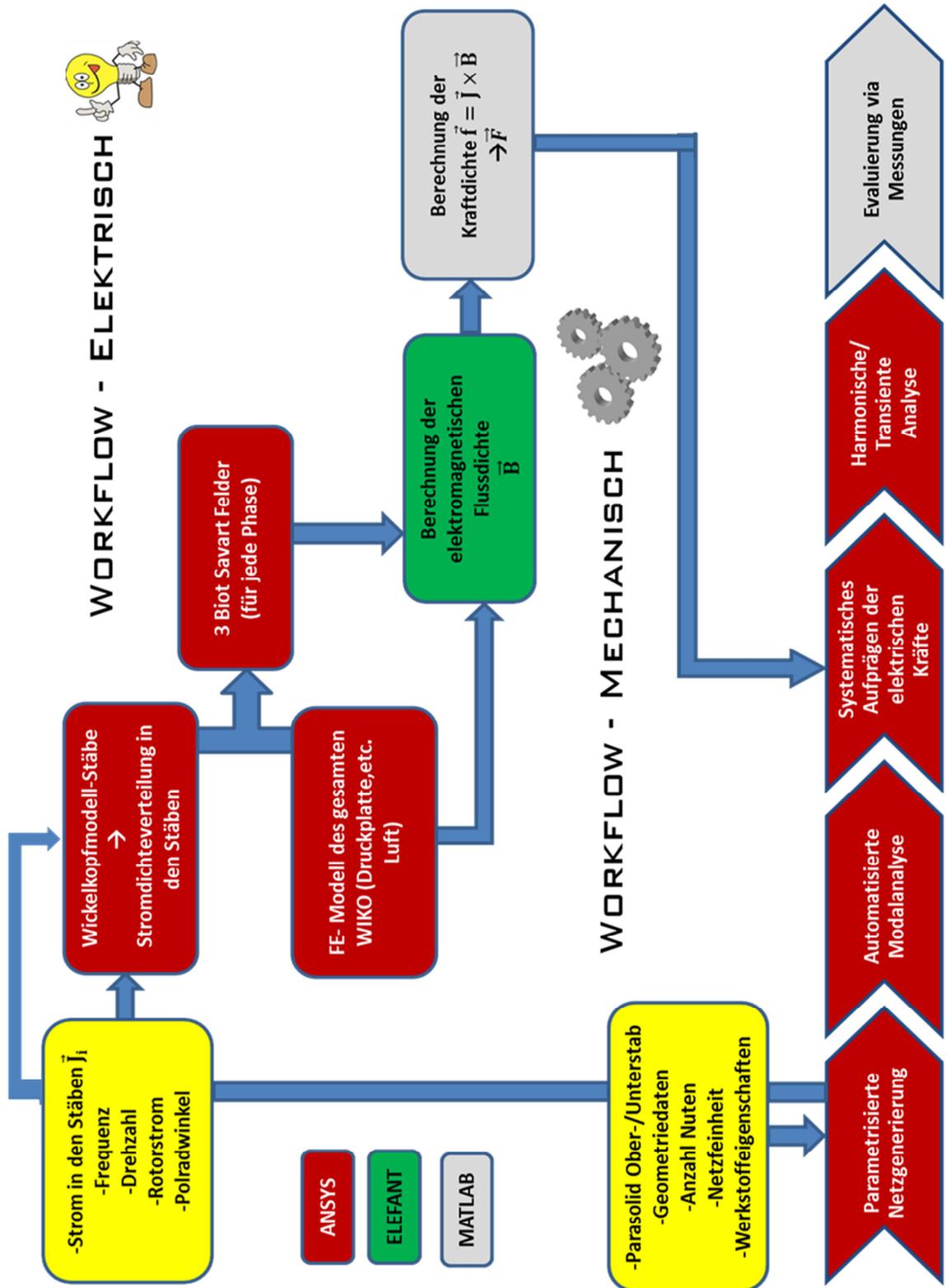
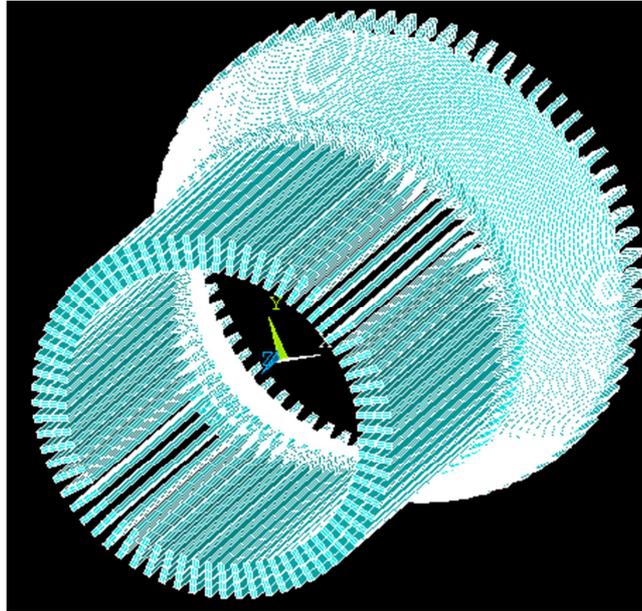


Abbildung 7-10 Schematische Darstellung des elektrischen und mechanischen Workflows

Die Ströme in den Stäben sind aus den durchgeführten Messungen bekannt. Da jedoch zur Berechnung der elektromagnetischen Flussdichte die Lösung der Maxwell Gleichungen nicht umgangen werden kann und bei diesen wiederum auf der rechten Seite der Gleichung nicht der Strom, sondern das elektrische Feld steht, muss dieses zuerst berechnet werden. Dazu wird anhand der bekannten Ströme in den Stäben und einem 360° Wicklungsmodell (siehe Abbildung 7-11) zunächst mit ANSYS® die Stromdichteverteilung in den Stäben ermittelt.



**Abbildung 7-11 360° FE-Modell der Wicklung**

Das 360° FE- Modell der Wicklung wird anhand des parametrisierten FE- Tools automatisiert generiert. Jedoch bildet das automatisiert generierte Wicklungsmodell im Stirnbereich keine durchgehende Schleife (siehe Abbildung 7-12 a) und entspricht somit nicht den elektrischen Anforderungen. Aus diesem Grunde wird die Lücke manuell mit Elementen aufgefüllt. Abbildung 7-12 b) zeigt die durchgehende Schleife, welche die elektrischen Anforderungen ausreichend erfüllt. Die zusätzlichen Elemente ersetzen somit vereinfacht die Kupferlaschen, welche die Leiterschleifen in diesem Bereich in Wirklichkeit schließen.

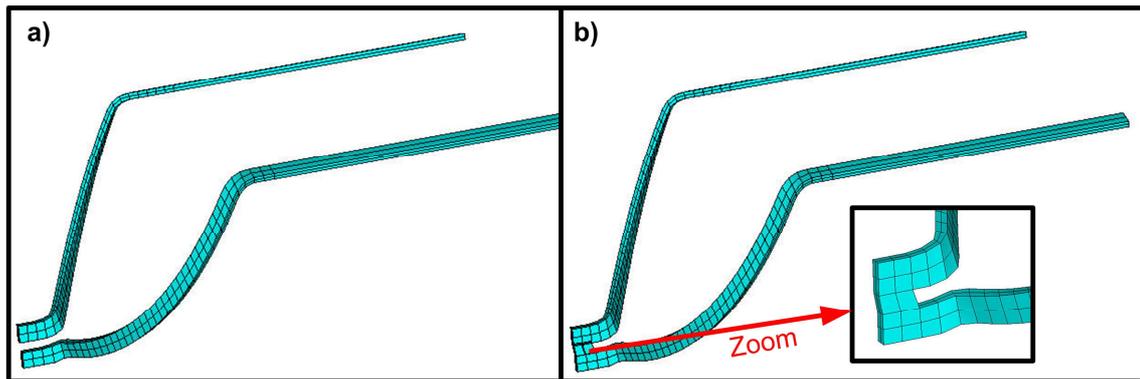


Abbildung 7-12 a) Originales FE- Netz einer nicht durchgehenden Leiterschleife, b) angepasste FE- Netz einer durchgehenden Leiterschleife

Im nächsten Schritt wird die durchgehende Leiterschleife gemäß der Anzahl an vorhandenen Stator-Nuten in Umfangsrichtung gemustert. Somit liegt ein  $360^\circ$  - Modell der Wicklung vor. Anhand des  $360^\circ$  – FE- Modells und der definierten Zuordnung der Ströme in den Stäben kann die Stromdichteverteilung in den Stäben ermittelt werden.

#### Berechnung der Biot- Savart Felder

Zur Berechnung der Biot- Savart Felder muss das  $360^\circ$ - Wicklungsmodell der Stäbe elektrisch erweitert werden. Das bedeutet, dass sämtliche elektrisch relevanten Bauteile wie Druckplatte, Druckfinger, Gehäuse aber vor allem die Luft, welche elektrisch gesehen den größten Widerstand darstellt, zusätzlich modelliert werden müssen. Das erweiterte elektrische Modell ist in Abbildung 7-13 und Abbildung 7-14 zu sehen.

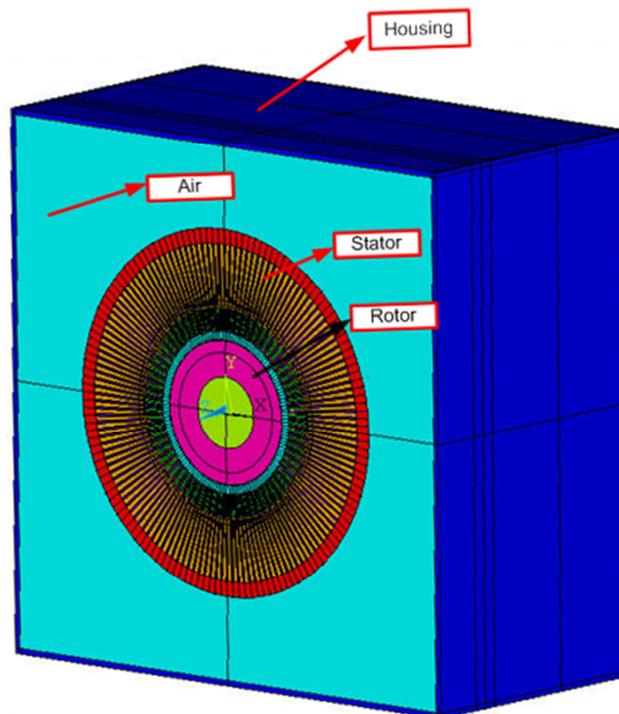


Abbildung 7-13 Elektromagnetisch erweitertes FE- Modell [41]

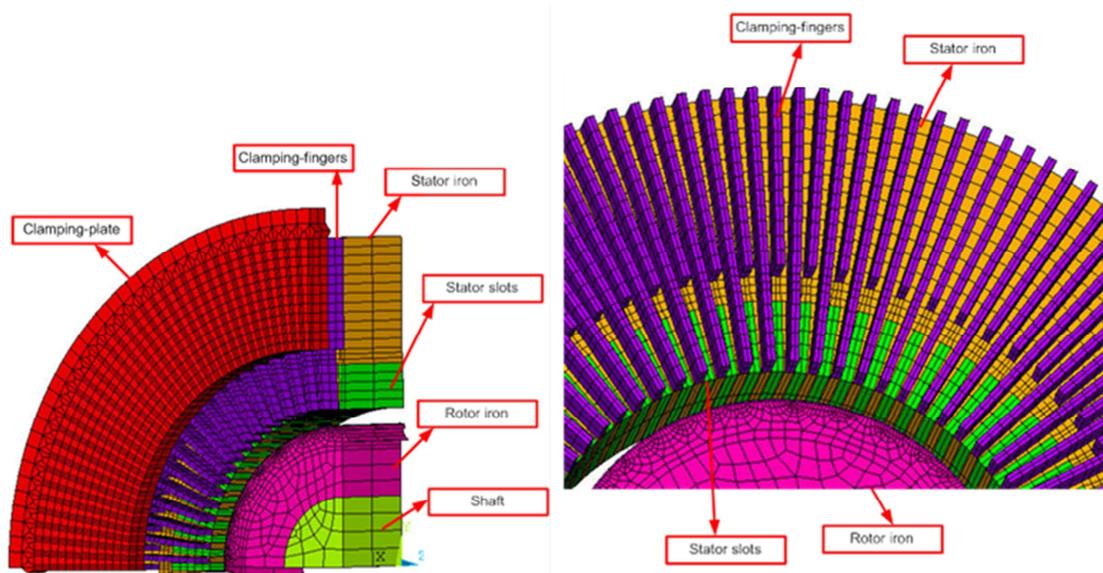


Abbildung 7-14 Detaillierte Darstellung des erweiterten elektrischen FE- Modells [41]

Anhand dieses erweiterten elektrischen Modells, und den ermittelten Stromdichteverteilungen in den Stäben, werden im nächsten Schritt die Biot- Savart- Felder für jede Phase im ANSYS® errechnet. Das resultierende Feld  $\vec{H}_s$  errechnet sich aus den Feldern der einzelnen Phasen gemäß Gleichung (7.3) [6]. Das Biot- Savart Feld eines stromdurchflossenen Leiters wird gemäß Formel (4.32) berechnet. Die Rotorerregung wird in dieser Berechnung ebenfalls berücksichtigt. Dazu wird eine von Stermecki et. al [6] entwickelte Methodik angewendet. Dabei wird auf eine dünne Elementschicht am äußersten Umfang des Rotors, das Potenzial  $T_0$  aufgeprägt.

$$\vec{H}_s = \vec{H}_{s1} * e^{i0^\circ} + \vec{H}_{s2} * e^{i120^\circ} + \vec{H}_{s3} * e^{i240^\circ} \quad (7.3)$$

### **Berechnung der elektromagnetischen Flussdichte $\vec{B}$ und der Kraftdichte $\vec{f}$**

Auf Basis des im ANSYS® berechneten Biot- Savart- Feldes wird im nächsten Schritt die elektromagnetische Flussdichte  $\vec{B}$  mit der Software ELEFANT unter Zugrundelegung der Maxwell Gleichung berechnet. Die Berechnung der Kraftdichte  $\vec{f}$  erfolgt im Anschluss im MatLab durch Bildung des Kreuzproduktes aus Strom  $\vec{j}$  und Flussdichte  $\vec{B}$  gemäß Gleichung (7.4).

$$\vec{f} = \vec{j} \times \vec{B} \quad (7.4)$$

### **Aufträgen der Kraftvektoren $\vec{F}$ im mechanischen Modell**

Da es sich hierbei um eine Kraftdichte mit der Einheit  $\frac{N}{m^3}$  handelt, muss noch mit dem Volumen der jeweiligen Elemente multipliziert werden. Da die Kraft im mechanischen Modell auf den zentralen Knoten aufgeprägt wird, und der Querschnitt des Stabes mit vier Elementen vernetzt wird, wird für

die Kraftberechnung das Volumen von vier Elementen herangezogen. Der so ermittelte Kraftvektor  $\vec{F}$  wird im mechanischen Modell aufgeprägt. Der mechanische Workflow ist zur besseren Übersicht in Abbildung 7-15 schematisch dargestellt wobei die blau dargestellten Pfeile die Übergabe von Daten symbolisieren. Hier sei noch erwähnt, dass das Modul „Automatisierte Modalanalyse“ im mechanischen Workflow nicht Voraussetzung für die weiteren Analysen ist, da diese nicht mit modaler Superposition, sondern mit vollen Matrizen durchgeführt werden.

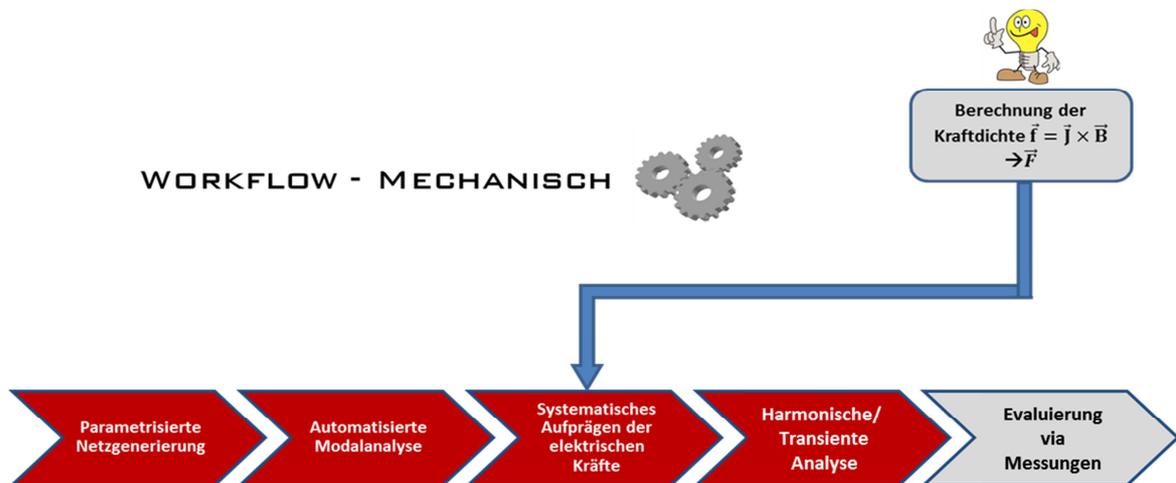
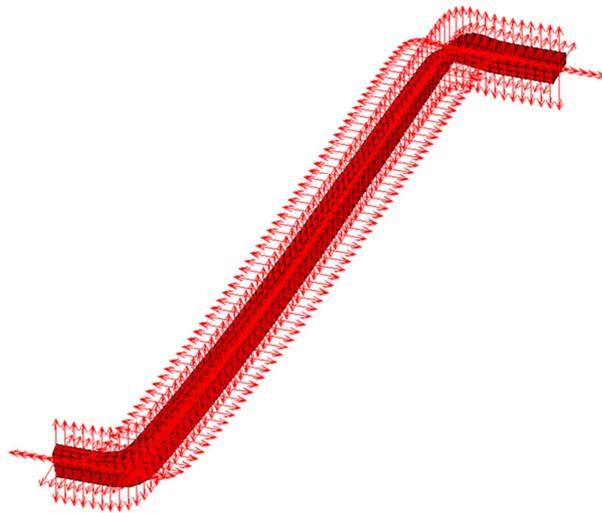


Abbildung 7-15 Mechanischer Workflow

Das berechnete Kraftfeld (harmonisch bzw. transient) wird gemäß Abbildung 7-15 auf das mechanische FE- Modell aufgeprägt und regt die Struktur zu Schwingungen an. Im Falle einer harmonischen Analyse (Dauerkurzschluss) liegen die Ergebnisse der elektromagnetischen Berechnung in drei Koordinatenrichtungen in Form von Real- und Imaginärteil, sowie zugehöriger Frequenz vor. Zur Untersuchung der maximalen Verformung im Falle eines transienten Ereignisses (Kurzschluss) werden die Lorentzkräfte mittels Zeitschrittverfahren ermittelt. Die Kräfte werden somit für jeden Zeitschritt in jedem Knoten explizit ermittelt. Als Zeitschritt wurde ein  $\Delta t$  von 0,0008 Sekunden gewählt. In Summe werden 125 Zeitschritte berechnet. Die Wahl des Zeitschrittes, sowie deren Anzahl, muss so gewählt werden, dass die maximalen Kräfte und Verformungen abgebildet werden können. Die elektromagnetische Berechnung stellt somit die Basis für sowohl die harmonische-, als auch die transiente Antwort Analyse mit ANSYS® dar. Abbildung 7-15 stellt den mechanischen Workflow und die Schnittstelle zum elektrischen Workflow schematisch dar. Die ermittelten räumlichen Kraftvektoren werden in den zentralen Knoten der Stäbe aufgeprägt. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 7-16 zu sehen.



**Abbildung 7-16 Aufgeprägte Kräfte an einem Oberstab**

### **Einheitliches Koordinatensystem**

Die Verwendung eines einheitlichen Koordinatensystems in der mechanischen und der elektrischen Berechnung ist unerlässlich. Von enormer Bedeutung ist, dass beim Aufprägen der Kräfte das richtige Koordinatensystem „CSYS 0“ aktiviert ist. Hierbei handelt es sich um ein kartesisches Koordinatensystem, dessen x-Achse sich mit der Maschinenachse deckt. Beim Exportieren der Knotenverschiebungen muss im ANSYS® das sogenannte Result- Koordinatensystem – rsys19 aktiv sein. Es handelt sich um ein zylindrisches Koordinatensystem. Es erleichtert die Evaluierung der ebenso im zylindrischen Koordinatensystem gemessenen Schwingungsamplituden bzw. Verformungen.

### **Ergebnis der elektromagnetischen Kraftberechnung**

Die folgenden Abbildungen (Abbildung 7-17, Abbildung 7-18) zeigen die berechnete Kraftverteilung der elektromagnetischen Kräfte in dimensionsloser Gestalt. Abbildung 7-17 zeigt die Verteilung der elektromagnetischen Kräfte im Stirnbereich der Maschine. Deutlich zu erkennen ist die elliptische Kraftverteilung, welche auf eine zweipolige Ausführung zurückzuführen ist. Abbildung 7-18 zeigt die resultierenden Kraftvektoren entlang einer Leiterschleife (Oberstab, Unterstab) im Bereich des Wickelkopfes. Die größten Kräfte treten im Bereich des Nutaustritts auf.

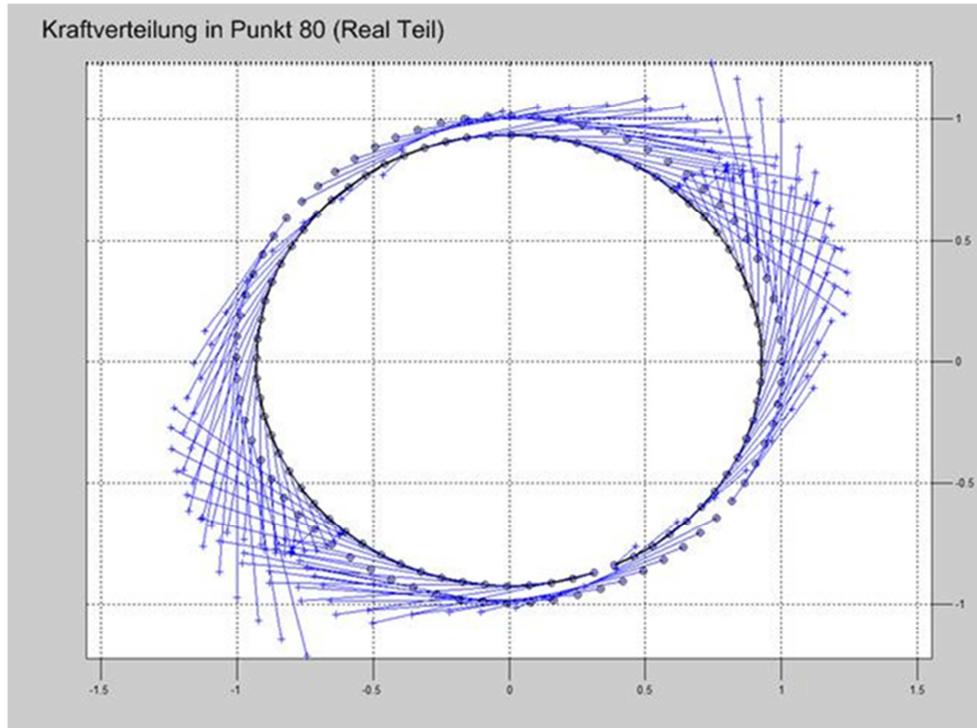


Abbildung 7-17 Kraftverteilung im Stirnbereich des Wickelkopfes [41]

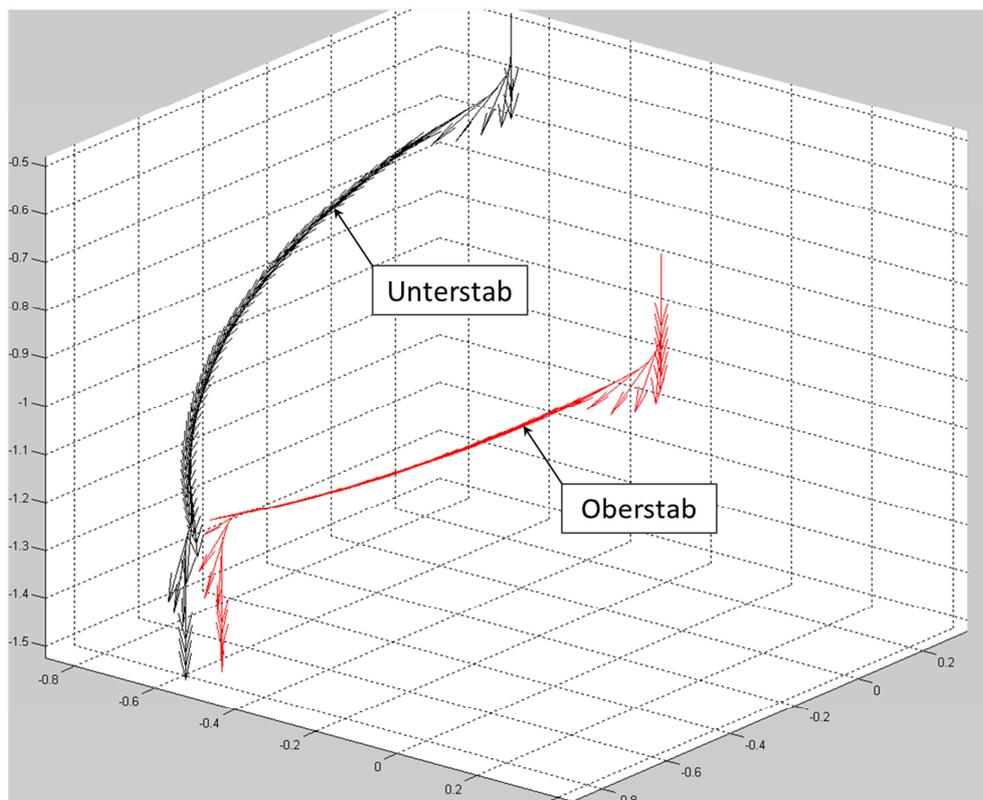


Abbildung 7-18 Kraftverteilung entlang einer Leiterschleife im Bereich des Wickelkopfes [41]

## 7.2.2 Harmonische Analyse – Dauerkurzschluss

Im nächsten Schritt wird nun die Antwort der Struktur auf das harmonische Kraftfeld elektromagnetischer Natur numerisch ermittelt. Evaluiert wird diese FE- Berechnung anhand einer durchgeführten Messung. Dazu wird ein sogenannter Dauerkurzschluss- Lauf simuliert und gemessen. Mit einem Dauerkurzschluss wird das stationäre Verhalten der Maschine im Betrieb simuliert. Ein Dauerkurzschluss stellt somit ein harmonisches Ereignis dar. Dabei wird der Generator bei konstantem Strom (1,1- fachem Nennstrom) über längere Zeit in diesem Zustand betrieben und währenddessen die Messung durchgeführt. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse der FE- Berechnung mit jenen der Messung liefert eine Aussage über die Qualität des FE Tools bei harmonischen Analysen.

Die in Kapitel 7.2.1 beschriebene, elektromagnetische Berechnung liefert die Erregerkräfte für die mechanische Analyse. Im Falle der harmonischen Analyse liegen die Erregerkräfte in Form von komplexen Kräften, also Real und Imaginärteil, sowie Frequenz vor. Diese werden dem strukturmechanischen FE- Modell aufgebracht und die auftretenden Verformungen ermittelt.

Das elektromagnetische Erregerkraftfeld läuft stets mit doppelter Netzfrequenz um. In den betrachteten Anlagen ist die Netzfrequenz mit 50 Hz vorgegeben. Aus diesem Grunde ist die harmonische Antwort des Systems bei 100 Hz von wesentlicher Bedeutung [42]. Die Rotation des Erregerkraftfeldes mit doppelter Netzfrequenz wird im nächsten Kapitel hergeleitet.

### 7.2.2.1 Harmonisches Erregerkraftfeld

Die Rotation des Kraftfeldes mit doppelter Netzfrequenz lässt sich wie folgt begründen: Sowohl der Vektor des Stromes  $\vec{J}$ , als auch der Vektor der magnetischen Flussdichte  $\vec{B}$ , rotieren stets mit der Netzfrequenz (vgl. Formel (7.5)). Die Kraft berechnet sich gemäß Formel (7.6) aus dem Kreuzprodukt der beiden Vektoren  $\vec{J}$  und  $\vec{B}$ . Durch die Bildung des Kreuzproduktes und die Anwendung der Süssensätze erhält man letztendlich den Vektor der Kraftdichte  $f(t)$  gemäß Formel (7.6). Dieser lässt sich in einen statischen und einen oszillierenden Term aufspalten, wobei aus dem oszillierenden Term ersichtlich ist, dass dieser mit  $2\omega$ , also doppelter Netzfrequenz rotiert.

$$J(t) = \begin{pmatrix} J_x \cos(\omega t + \phi_j) \\ J_y \cos(\omega t + \phi_j) \\ J_z \cos(\omega t + \phi_j) \end{pmatrix}; \quad B(t) = \begin{pmatrix} B_x \cos(\omega t + \phi_{Bx}) \\ B_y \cos(\omega t + \phi_{By}) \\ B_z \cos(\omega t + \phi_{Bz}) \end{pmatrix} \quad (7.5)$$

$$\vec{f}(t) = \vec{j}(t) \times \vec{B}(t) = \begin{pmatrix} J_y(t) \cdot B_z(t) - J_z(t) \cdot B_y(t) \\ J_z(t) \cdot B_x(t) - J_x(t) \cdot B_z(t) \\ J_x(t) \cdot B_y(t) - J_y(t) \cdot B_x(t) \end{pmatrix} = \quad (7.6)$$

$$= \begin{pmatrix} 0.5 \cdot J_y B_z [\cos(\phi_i - \phi_{Bz}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bz})] - 0.5 \cdot J_z B_y [\cos(\phi_i - \phi_{By}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{By})] \\ 0.5 \cdot J_z B_x [\cos(\phi_i - \phi_{Bx}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bx})] - 0.5 \cdot J_x B_z [\cos(\phi_i - \phi_{Bz}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bz})] \\ 0.5 \cdot J_x B_y [\cos(\phi_i - \phi_{By}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{By})] - 0.5 \cdot J_y B_x [\cos(\phi_i - \phi_{Bx}) + \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bx})] \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \underbrace{[0.5 \cdot J_y B_z \cos(\phi_i - \phi_{Bz}) - 0.5 \cdot J_z B_y \cos(\phi_i - \phi_{By})]}_{\text{Statischer Term der Kraftdichte}} + \underbrace{[0.5 \cdot J_y B_z \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bz}) - 0.5 \cdot J_z B_y \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{By})]}_{\text{Oszillierender Term der Kraftdichte}} \\ \underbrace{[0.5 \cdot J_z B_x \cos(\phi_i - \phi_{Bx}) - 0.5 \cdot J_x B_z \cos(\phi_i - \phi_{Bz})]}_{\text{Statischer Term der Kraftdichte}} + \underbrace{[0.5 \cdot J_z B_x \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bx}) - 0.5 \cdot J_x B_z \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bz})]}_{\text{Oszillierender Term der Kraftdichte}} \\ \underbrace{[0.5 \cdot J_x B_y \cos(\phi_i - \phi_{By}) - 0.5 \cdot J_y B_x \cos(\phi_i - \phi_{Bx})]}_{\text{Statischer Term der Kraftdichte}} + \underbrace{[0.5 \cdot J_x B_y \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{By}) - 0.5 \cdot J_y B_x \cos(2\omega t + \phi_i + \phi_{Bx})]}_{\text{Oszillierender Term der Kraftdichte}} \end{pmatrix}$$

### 7.2.2.2 FE-Analyse der harmonischen Antwort

Während bei der numerischen Berechnung der Eigenfrequenzen die Dämpfung im Falle kleiner Dämpfungsgrade eine untergeordnete Rolle spielt und somit in der FE- Analyse unberücksichtigt bleibt, ist die Dämpfung im Falle einer harmonischen Antwortanalyse von großer Bedeutung. Die Dämpfung hat Auswirkung auf die Schwingungsamplitude und ist somit nicht vernachlässigbar. Sie wird im Zuge der harmonischen Analyse in Form von Lehr'scher Dämpfung (vgl. Kapitel (4.8)) berücksichtigt. Die experimentelle Modalanalyse am Wickelkopf (Kapitel 7.1.2) liefert neben den Eigenfrequenzen und Eigenformen die modale Dämpfung in Form des Lehrschen Dämpfungsgrades  $\xi$  zu jeder Eigenfrequenz. Die so gewonnenen modalen Dämpfungsgrade  $\xi$  werden in der harmonischen FE- Analyse dem System global aufgeprägt.

Die harmonische Antwort Analyse wird numerisch mit der Methode der vollständigen Systemmatrizen durchgeführt. Diese Methode stellt die genaueste der zur Verfügung stehenden Methoden (vgl. Kapitel 4.4) dar, da die Systemmatrizen in jedem Frequenzpunkt neu aufgestellt werden. Wie bereits erwähnt, ist der Frequenzpunkt 100 Hz jener, den es zu berechnen gilt. Die harmonische Analyse wird in einem Frequenzbereich von 80 – 120 Hz durchgeführt. Abbildung 7-19 zeigt den Frequenz- Sweep bei einer globalen Dämpfung von 2% an einem konkreten Knoten im Bereich der Stirnverbindungskappen (vgl. Abbildung 3-4). Im Zuge dieser Analyse werden die komplexen Kräfte mit 80 bis 120 Hz in 0,25 Hz- Schritten aufgeprägt. Die radiale Amplitude bei 100 Hz beträgt 0,022 mm.

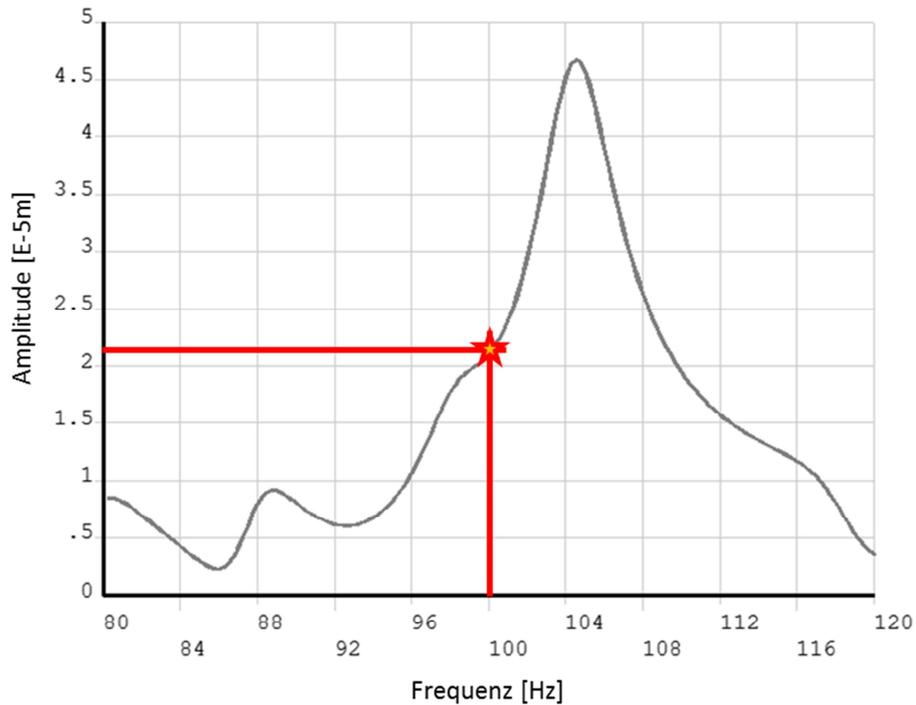


Abbildung 7-19 FE- Antwortspektrum der harmonischen Analyse im Stirnbereich (Knoten 111080) in radialer Richtung

### 7.2.2.3 Messung der harmonischen Antwort

Um die FE- berechnete 100 Hz- Amplitude (vgl. Abbildung 7-19) anhand einer Messung evaluieren zu können, muss der FE- simulierte Dauerkurzschluss am Prüffeld durchgeführt werden. Ziel der Messung ist die Ermittlung der auftretenden Amplituden im eingeschwungenen Zustand. Die gemessenen Amplituden werden im Anschluss direkt den zuvor FE- berechneten Amplituden gegenübergestellt. Die Messung der Amplituden erfolgt via induktiver Beschleunigungssensoren (AC's) bzw. fiberoptischer Beschleunigungssensoren (FOA's) in tangentialer, axialer und radialer Richtung. Die Position der Geber ist in Abbildung 7-9 schematisch abgebildet. Die FOA's werden an den Stirnverbindungen und die AC's an den Stützringen befestigt. Abbildung 7-20 zeigt die Orientierung der Beschleunigungs- Aufnehmer aus axialer Blickrichtung vom Kollektorende zum Turbinenende. Die Beschleunigungssensoren werden sowohl an den Stirnverbindungskappen (Series Loop Caps), als auch an den Stützringen (Binding Bands) gemäß Abbildung 7-20 mittels Montageblöcken (Mounting Blocks) montiert.

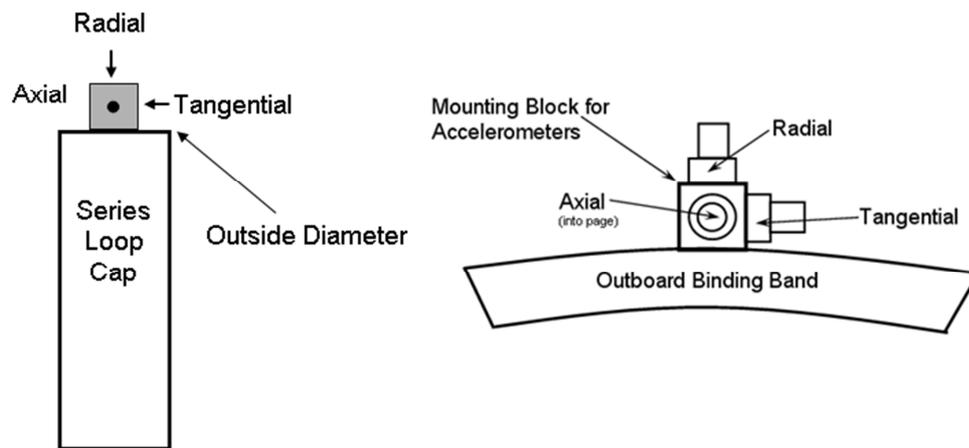


Abbildung 7-20 Orientierung der Beschleunigungsaufnehmer aus axialer Blickrichtung

Abbildung 7-21, Abbildung 7-22 und Abbildung 7-23 stellen den Verlauf der 1X- (blau) und 2X- (rot) Amplituden (durchgezogene Linie) sowie deren zugehörige Phasen (strichlierte Linie) über der Messzeit dar. Unter der 1X- Amplitude wird im technischen Sprachgebrauch ein gefiltertes Schwingungssignal mit Maschinenfrequenz und unter 2X ein Schwingungssignal mit doppelter Maschinenfrequenz verstanden. Die gemessenen Amplitudenverläufe in Abbildung 7-21 bis Abbildung 7-23 sind Peak-to-Peak und in der Einheit [mil] dargestellt ( $1\text{mil} = \frac{1}{1000}\text{Inch} = 0,0254\text{mm}$ ). Hingegen ist der berechnete Amplitudenfrequenzgang in Abbildung 7-19 in absoluter Form und in der Einheit Meter [m] dargestellt. Um die 2X- Amplitude des gemessenen, eingeschwungenen Zustandes mit jener der numerischen Rechnung zu vergleichen, muss der gemessene Wert zuerst von der Einheit [mil] in [m] umgerechnet werden. Des Weiteren muss das Peak-to-Peak- Messergebnis halbiert werden um es mit dem 2X- Absolut- Ergebnis aus der FE-Analyse (Abbildung 7-19) zu evaluieren.

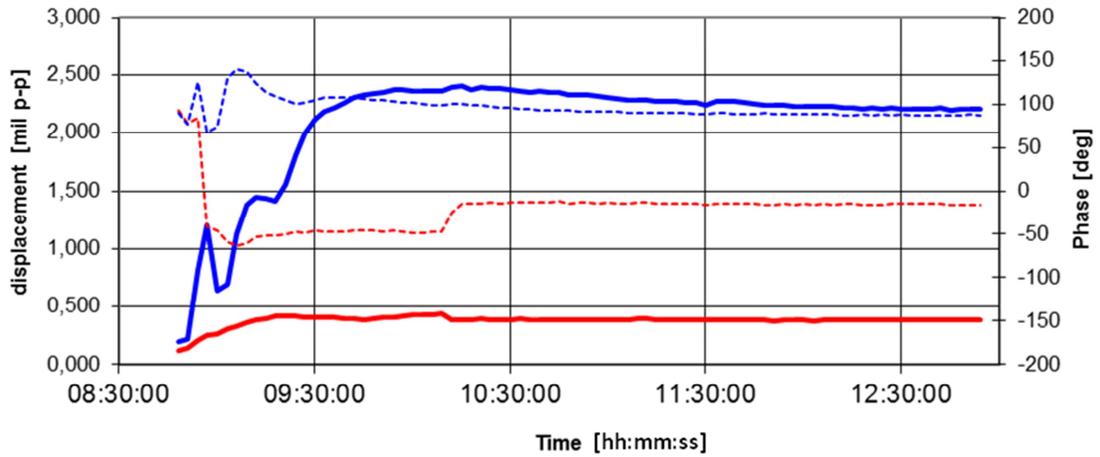


Abbildung 7-21 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (radial) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001

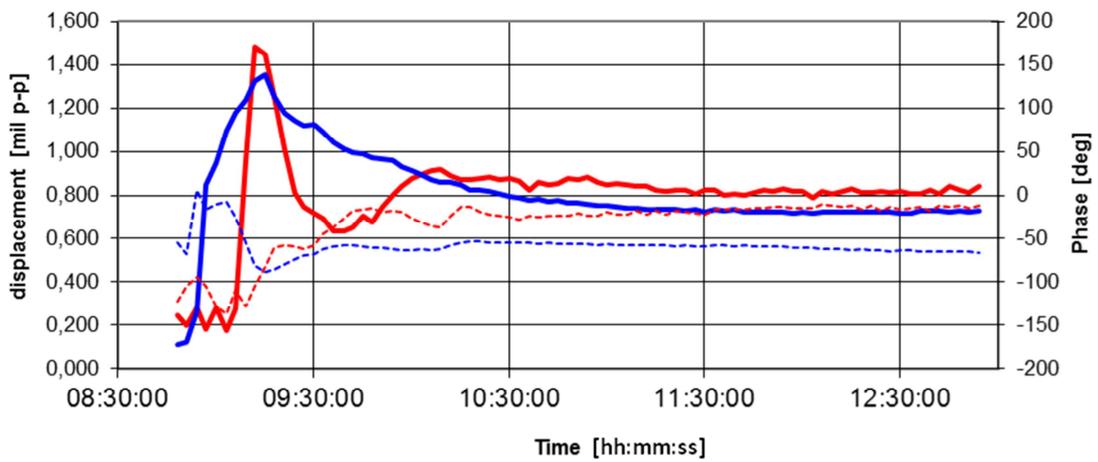


Abbildung 7-22 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (tangential) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001

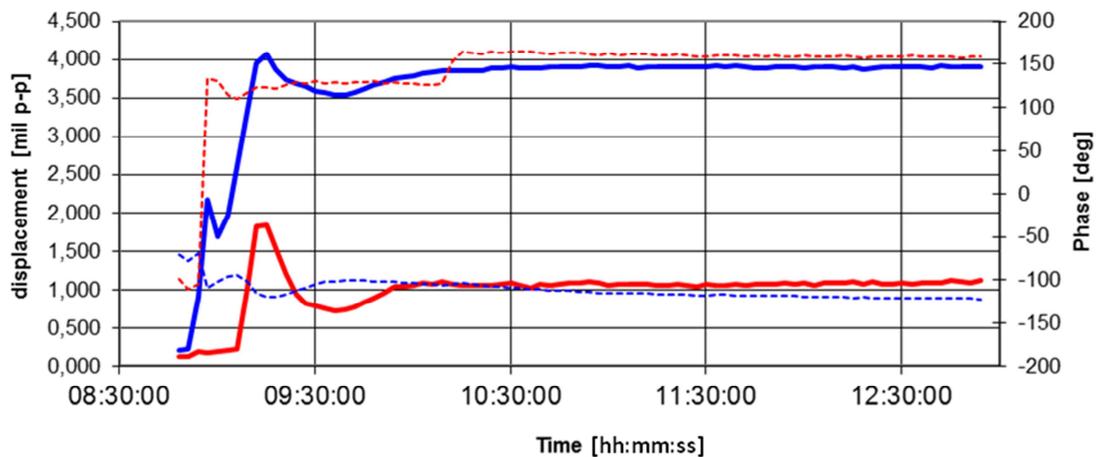


Abbildung 7-23 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (axial) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001

### 7.2.2.4 Gegenüberstellung FE- Berechnung – Messung

Tabelle X zeigt die gemessenen und FE- berechneten Amplituden im Bereich der Stirnverbindungskappen und deren Abweichung. Eine maximale Abweichung von 18 % in der radialen Amplitude weist auf die hohe Güte des parametrisierten FE Modells hin. Sowohl die radiale, als auch die tangentielle und axiale gemessene Amplitude, ist etwas höher als die numerisch ermittelte Amplitude. Die numerisch berechneten Amplituden können durch Veränderung der globalen Dämpfung verändert werden, ohne die Steifigkeit der Struktur zu verändern.

**Tabelle X Ergebnis der Evaluierung Messung – FE- Berechnung**

	<b>gemessene Amplitude</b>	<b>berechnete Amplitude</b>	<b>Abweichung</b>
<b>Radial</b>	0,027 mm	0,022 mm	18%
<b>Tangential</b>	0,0089 mm	0,0086 mm	3%
<b>Axial</b>	0,0475 mm	0,0401 mm	16%

Wie bereits erwähnt ist der Frequenzpunkt 100 Hz jener, den es zu berechnen gilt. Um den Einfluss der umliegenden, angeregten Moden zu berücksichtigen, wurde die Frequenzanalyse in einem Frequenzbereich von 80 – 120 Hz durchgeführt. Abbildung 7-24 zeigt die absolute Verformung des Wickelkopfes zufolge des harmonischen 100Hz- Erreger- Kraftfeldes. Da die Verformungen sehr klein sind, wurde das Ergebnis in Abbildung 7-24 übertrieben dargestellt. Da das Erreger- Kraftfeld mit doppelter Netzfrequenz (100 Hz) um die Maschinenachse rotiert, rotiert auch die dargestellte Schwingungsform im eingeschwungenen Zustand mit selbiger Frequenz um die Maschinenachse. Diese Schwingungsform setzt sich aus der Überlagerung verschiedener, angeregter Moden unterschiedlicher Ordnungen zusammen.

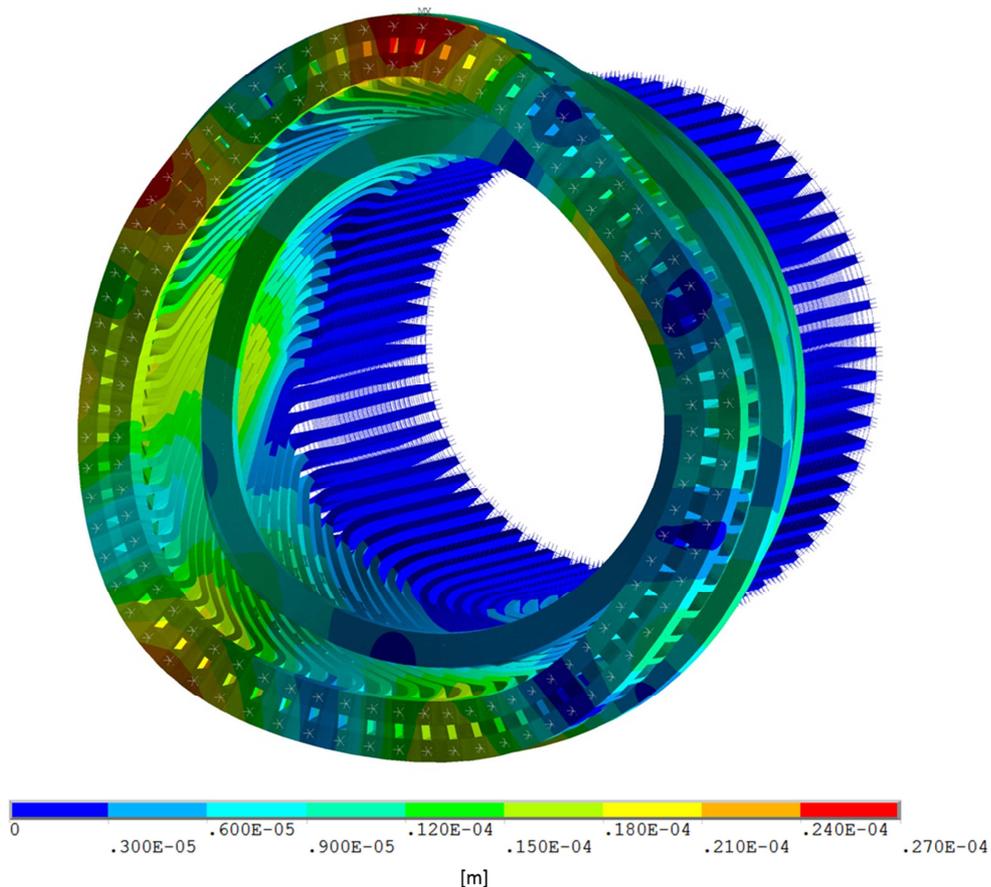


Abbildung 7-24 Rotierende Schwingungsform bei harmonischer Anregung mit 100 Hz

### 7.2.2.5 Analyse der 100 Hz- Amplitude – Räumliche FFT- Analyse

Um die Ordnung jener Moden, aus denen sich die harmonische 100 Hz- Schwingung zusammensetzt zu ermitteln, wird eine räumliche Fast Fourier Analyse (FFT- Analyse) durchgeführt. Dazu werden die komplexen Funktionswerte (Real- und Imaginärteil) einer bestimmten axialen Ebene, in diesem Fall im Bereich des zweiten von vier Stützringen, aus dem FE- Postprocessor exportiert. Die Wahl der axialen Position wurde willkürlich getroffen. Für die Durchführung der FFT- Analyse wird MATLAB herangezogen. Hier sei angemerkt, dass MATLAB eigentlich eine DFT- Analyse durchführt (DFT = Diskrete Fourier Transformation).

Abbildung 7-25 zeigt das Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse. Die räumliche FFT- Analyse liefert mit  $k \in \mathbb{N}$  gemäß Gleichung (7.7) direkt die Ordnung der jeweiligen Moden. Darin sind  $f(k)$  die Funktionswerte der Spektralfunktion,  $x$  entspricht dem Winkel und  $f(x)$  stellt die komplexen Funktionswerte dar. Somit ist aus Abbildung 7-25 ersichtlich, dass sich die harmonische Schwingung bei 100 Hz im Wesentlichen aus der Mode zweiter und vierter Ordnung zusammensetzt. Die Mode zweiter Ordnung stellt geometrisch eine Ellipse und jene vierter Ordnung ein Viereck dar. Sowohl erste Ordnung (Nickmod) als auch dritte Ordnung (Polygon) werden nur geringfügig angeregt.

$$f(k) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) * e^{-ikx} dx \quad k \in N \quad (7.7)$$

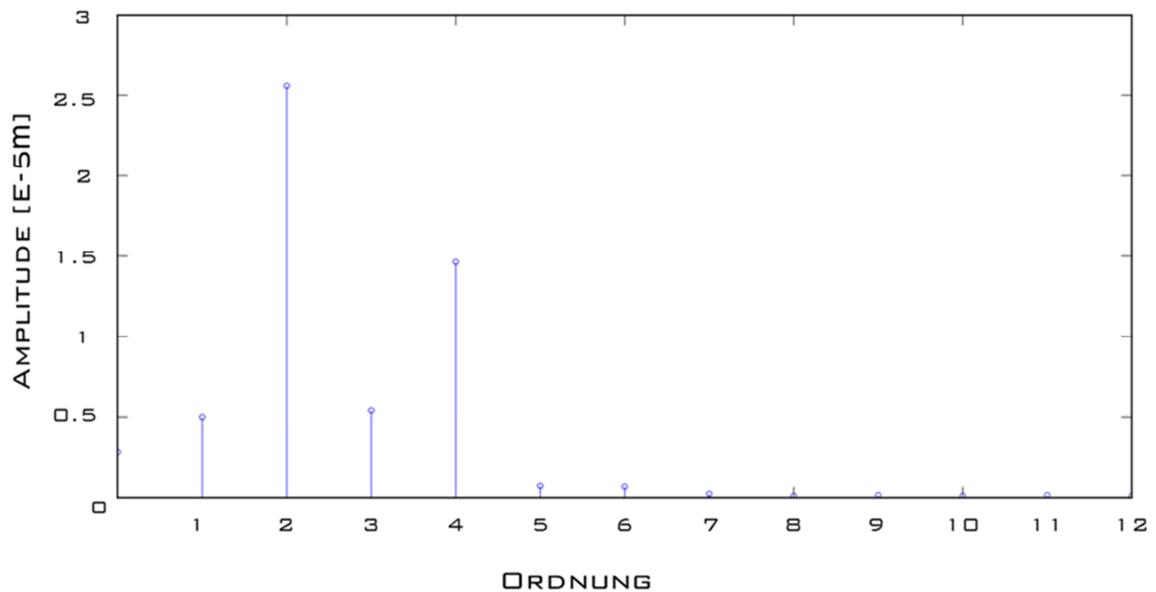
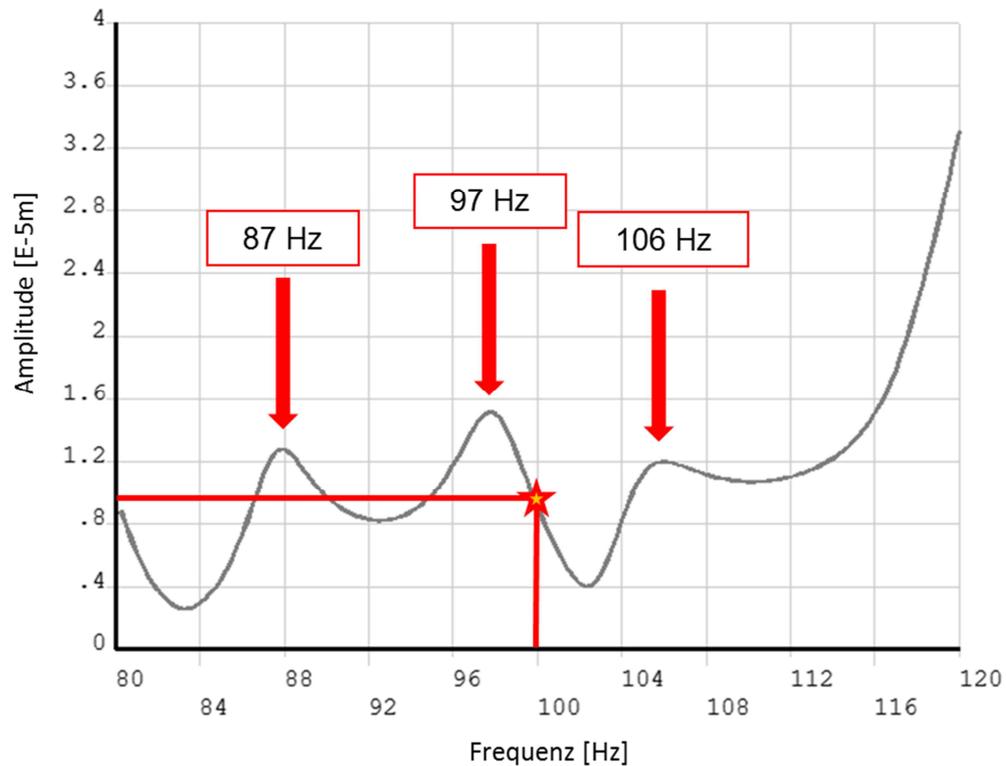


Abbildung 7-25 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse

Um das Resultat der räumlichen FFT- Analyse zu hinterfragen, wird eine weitere harmonische Antwortanalyse in Form eines FE- Frequenz- Sweeps durchgeführt. Im Zuge des FE- Frequenz- Sweeps wird der Amplitudengang eines Knotens in jenem axialen Bereich untersucht, aus dem die Amplituden und Phasen für die räumliche FFT- Analyse exportiert wurden (zweiter Stützring). Dieser Amplitudengang ist in Abbildung 7-26 dargestellt und zeigt in der näheren Umgebung zu 100 Hz zwei Peaks. Der erste Peak bei 97 Hz wird als Mode zweiter Ordnung und der zweite bei 106 Hz als Mode vierter Ordnung identifiziert. Der Ausschlag bei 87 Hz ist der Mode dritter Ordnung zuzuordnen. Anhand dieser Untersuchungen wurde festgestellt, dass die harmonische 100 Hz Schwingung von den Eigenformen zweiter und vierter Ordnung dominiert wird. Aus Gleichung (4.20) ist ersichtlich, dass die Verformung hauptsächlich von den Eigenformen nahe der Erregerfrequenz  $\Omega$  abhängt und dadurch diese Eigenvektoren die Verformungscharakteristik wesentlich bestimmen. Das ist auch aus Abbildung 7-26 ersichtlich. Die, mittels räumlicher FFT- Analyse ermittelten Moden sind jene, welche nahe der Erregerfrequenz  $\Omega = 100$  Hz liegen. Das somit hergestellte Wissen über die Ordnung (Anzahl der Knoten) jener Moden, welche die harmonische Schwingung dominieren, ist sehr essentiell. Zum einen kann das System nun dahingehend versteift werden, sodass die angeregten, dominierenden Eigenformen zu höheren bzw. tieferen Frequenzen verschoben werden und dadurch die resultierende Amplitude verringert wird. Zum anderen bringt das Wissen über die Anzahl der Schwingungsknoten auch einen wesentlichen Vorteil in der Messtechnik mit sich. Das Wissen über die zu erwartenden Schwingungsknoten erleichtert die Wahl der Anzahl an Sensoren, wenn man z.B. eine experimentelle Modalanalyse an einem Wickelkopf durchführen möchte.



**Abbildung 7-26 FE- berechnetes Antwortspektrum der harmonischen Analyse im Bereich des zweiten Stützrings in radialer Richtung**

Die Theorie hinter der Analyse der Ordnungen der überlagerten, angeregten Moden mittels räumlicher FFT- Analyse wird hier noch zusätzlich anhand eines einfachen Beispiels erklärt. In Abbildung 7-27 sieht man zwei Sinus Verläufe, wobei der blaue Verlauf die halbe Frequenz und die halbe Amplitude des roten Verlaufes aufweist. Man stelle sich vor, diese Signale sind die harmonischen Anteile der radialen Amplituden einer ringförmigen Struktur, welche über dem Umfang abgewickelt wurde. Das bedeutet, die Länge des Signals entspricht mit  $2R\pi$  dem Umfang des Ringes mit dem Radius  $R$ . Werden diese beiden harmonischen Signale aus Abbildung 7-27 überlagert, so ergibt sich folgender, in Abbildung 7-28 grün dargestellter Verlauf.

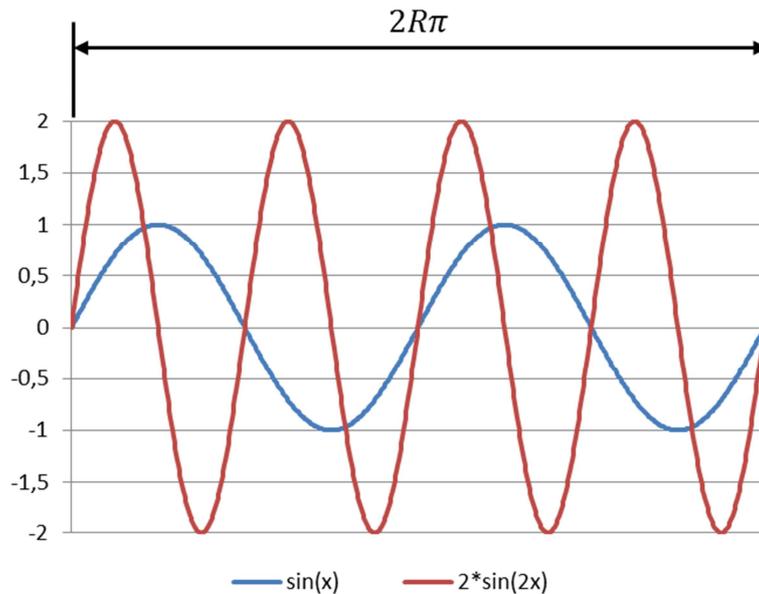


Abbildung 7-27 Radiale Amplitudenverläufe über dem Umfang

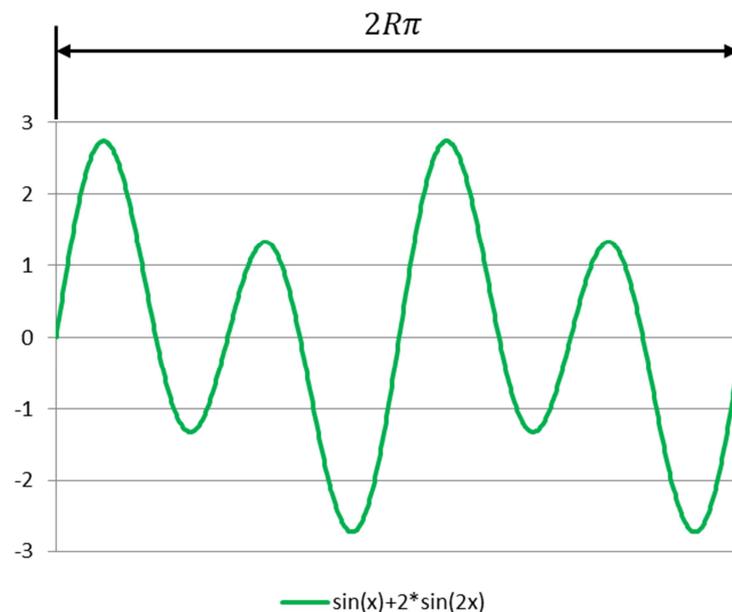
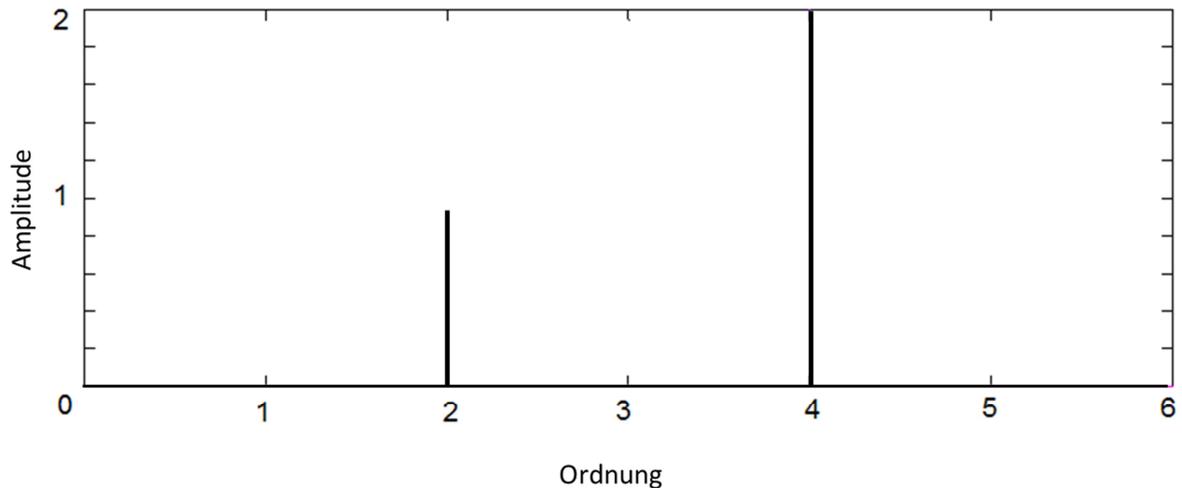


Abbildung 7-28 Überlagerung zweier harmonischer Signale

Erklärung der Analogie des Beispiels zur zuvor durchgeführten FFT- Analyse am Wickelkopf: Der in Abbildung 7-28 grün dargestellte Verlauf ist als die FE- berechnete, radiale Verformung bei 100 Hz zu sehen. Im Falle der harmonischen Analyse liegt also das überlagerte Signal (wie in Abbildung 7-28) in Form der numerisch berechneten komplexen Amplituden (Real- und Imaginärteil) vor. Mittels der räumlichen FFT – Analyse kann nun die Ordnung der einzelnen Moden direkt ermittelt werden. Man erhält somit die Information über die Amplitude und Ordnung (Anzahl der Schwingungsknoten) jener Moden, aus denen sich die Schwingungsform zusammensetzt. Gleichung (7.7) beschreibt die Entwicklung der Fourier- Reihe, wobei  $a_k$  der Fourier Koeffizient und  $k$  Element der Natürlichen Zahlen  $N$  ist. Somit liefert die Fourier Analyse mit  $k$  direkt die Ordnung der Moden. Abbildung 7-29 zeigt das Ergebnis der FFT – Analyse. Die Peaks stehen für die Ordnung der

jeweiligen Moden, aus denen sich die harmonische Schwingung zusammensetzt. Die vertikale Erhöhung der Peaks sagt aus, dass die Funktionswerte der Mode vierter Ordnung doppelt so hoch sind als die der Mode zweiter Ordnung. Ein Blick auf die Amplituden der beiden Sinusverläufe in Abbildung 7-27 bestätigt diese Aussage.



**Abbildung 7-29 Räumliche FFT - Analyse - Ordnung der Moden**

Zur besseren Verständlichkeit der räumlichen FFT- Analyse dient die Abbildung 7-30. Sie zeigt schematisch die Eigenform der Mode zweiter Ordnung (Abbildung 7-30 a) und der Mode vierter Ordnung (Abbildung 7-30 b). Beim Vergleich des blauen Sinus- Verlaufes in Abbildung 7-27 mit der schematischen Darstellung der Mode zweiter Ordnung in Abbildung 7-30 a) erkennt man die Analogie der Nulldurchgänge. Jedem Nulldurchgang im Sinusverlauf steht ein Schnittpunkt der Ellipse mit dem Kreis (als grüner Stern gekennzeichnet) gegenüber. Selbiges trifft auf die Mode vierter Ordnung zu. Sie weist in beiden Darstellungen acht Nulldurchgänge bzw. acht Schnittpunkte auf. Somit gilt:  $\text{Ordnung} = \frac{\text{Anzahl Nulldurchgänge}}{2} = \frac{\text{Anzahl Schnittpunkte}}{2}$

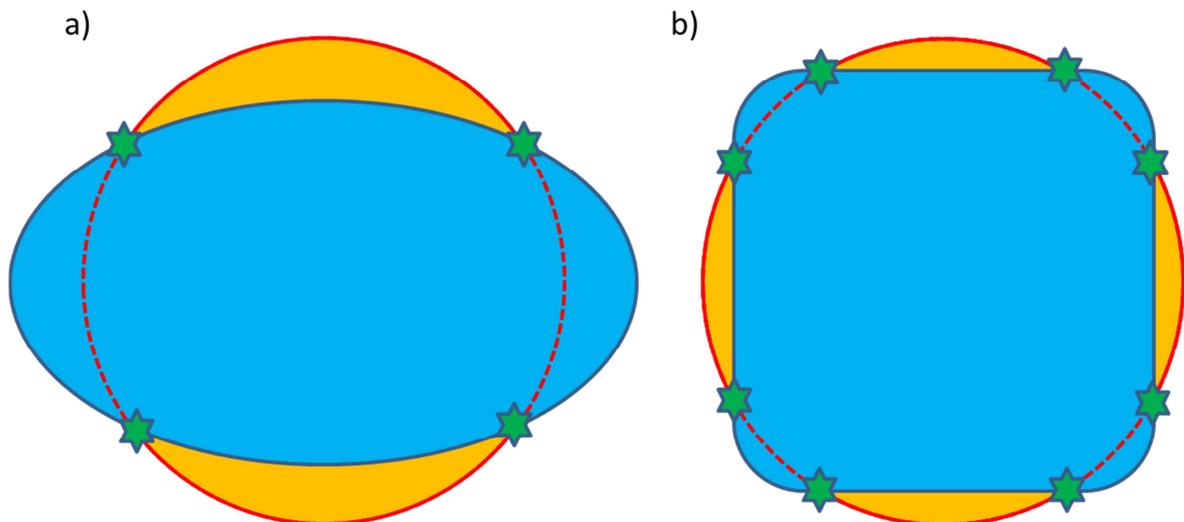


Abbildung 7-30 Schematische Darstellung der Moden a) zweiter und b) vierter Ordnung

Diese Methode wird nun auf die harmonische 100 Hz- Schwingung des Wickelkopfes angewendet. Wie bereits erwähnt werden im Zuge der harmonischen Antwortanalyse die Amplituden und Phasen der einzelnen Knoten berechnet. Um die Radialmoden zu identifizieren, müssen Knoten mit gleichem Axial bzw. Radialabstand selektiert und ausgelesen werden. Es empfiehlt sich, sämtliche Zentralknoten in einer gewissen achsnormalen Ebene zu selektieren. Bei einer gewählten Teilung (Netzqualität des Stabes) von 80 und 72 Stator- Stäben müsste man die Amplituden und Phasen sämtlicher Knoten mit z.B. den Knotennummern 9080,19080,29080,...,729080 selektieren und exportieren. Der 10000er Sprung von einem Stab zum nächsten weist auf den Offset von 10000 in der Knotennummerierung hin.

Die Methode der räumlichen FFT- Analyse zur Identifikation der Moden wird in Kapitel 7.2.3 nochmals zur Analyse des transienten Verhaltens herangezogen.

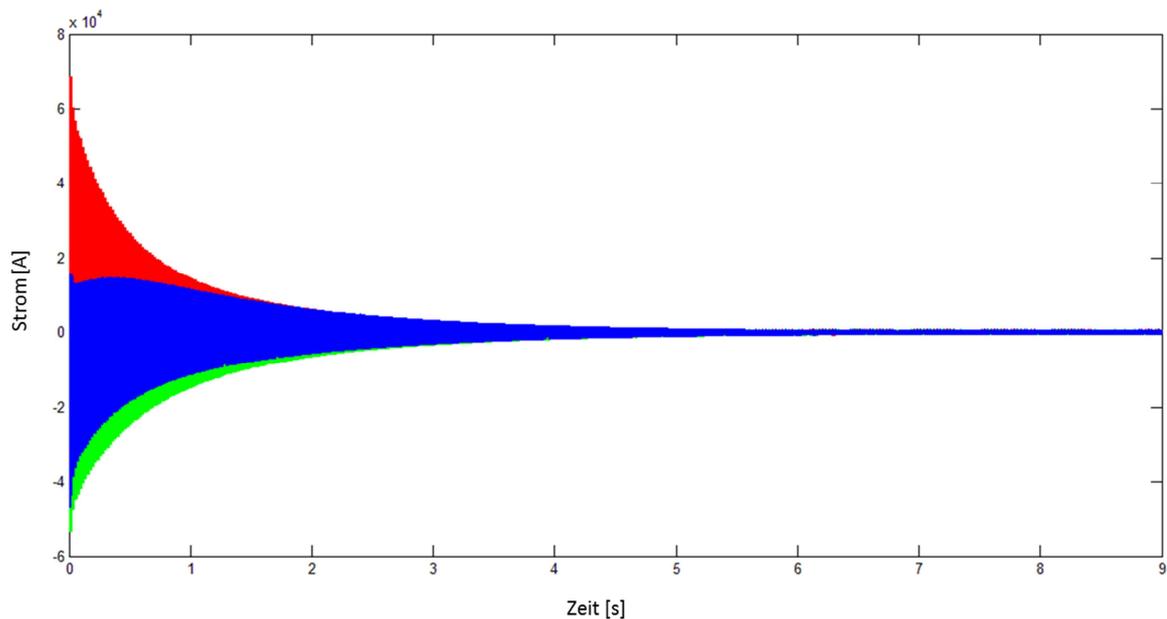
### 7.2.3 Transiente Analyse - dreipoliger Stoßkurzschluss

Im Zuge dieser Analyse soll die Modellgüte des parametrisierten FE- Modells bei der Berechnung von transienten Ereignissen mittels Gegenüberstellung gemessener und berechneter Verformungen festgestellt werden. Die Berechnung der transienten elektromagnetischen Kräfte passiert nach demselben Prinzip wie jene der harmonischen elektromagnetischen Kräfte in Abbildung 7-10.

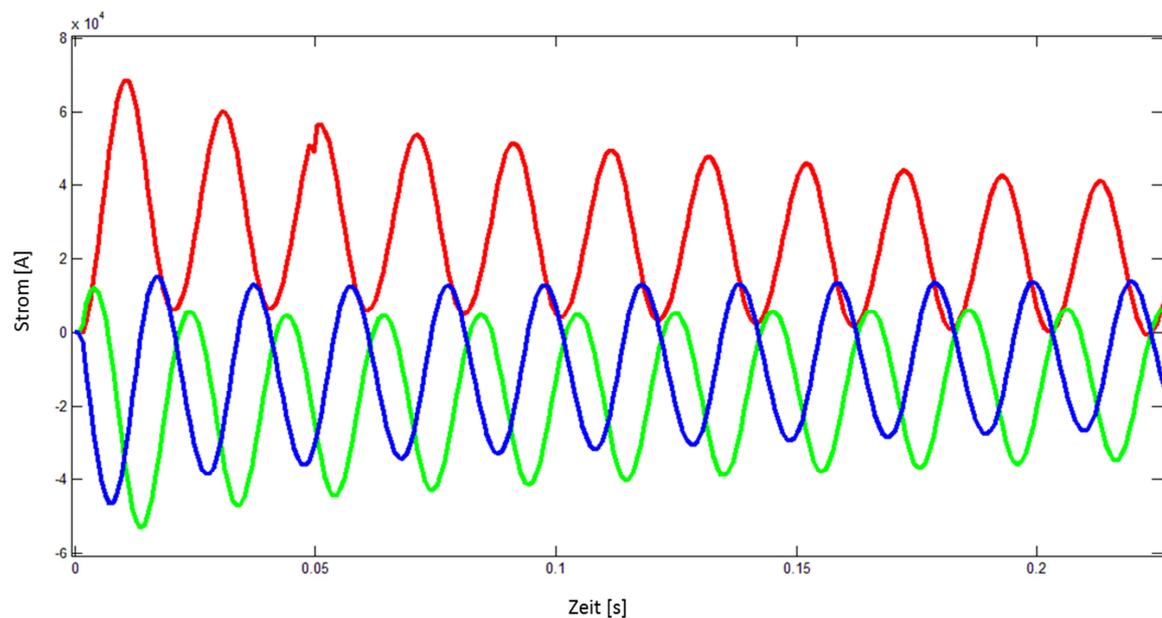
#### 7.2.3.1 Transientes Erregerkraftfeld

Um die elektromagnetischen Kräfte berechnen zu können, müssen zuerst die Kurzschluss- Ströme in den Stäben messtechnisch ermittelt werden. Dazu wurde am Prüffeld der ANDRITZ HYDRO ein sogenannter transienter Stoßkurzschluss am betrachteten Turbogenerator simuliert. Dabei werden die Klemmen bei anliegender Stator- Spannung (0,6 fache Nennspannung) stoßartig kurzgeschlossen. Die gemessenen Ströme in den drei Phasen des Stators erreichen dabei ein Vielfaches ihres Ausgangswertes [10] und klingen danach wieder ab. Der zeitliche Verlauf der gemessenen Ströme nach einem Kurzschluss ist in Abbildung 7-31 zu sehen. Die Farben rot, blau und

grün stehen für die jeweiligen Ströme in den drei Phasen der Maschine. Abbildung 7-32 zeigt das Abklingen des Stromes über der Zeit nach dem Stoß- Kurzschluss in den ersten 0,025 s im Detail. Neben den Kurzschluss- Strömen werden im Zuge der Messung auch die Amplituden und Beschleunigungen an ausgewählten Positionen gemäß dem Messaufbau in Abbildung 7-9 ermittelt.



**Abbildung 7-31 Gemessene Ströme in den Phasen nach einem Kurzschluss**



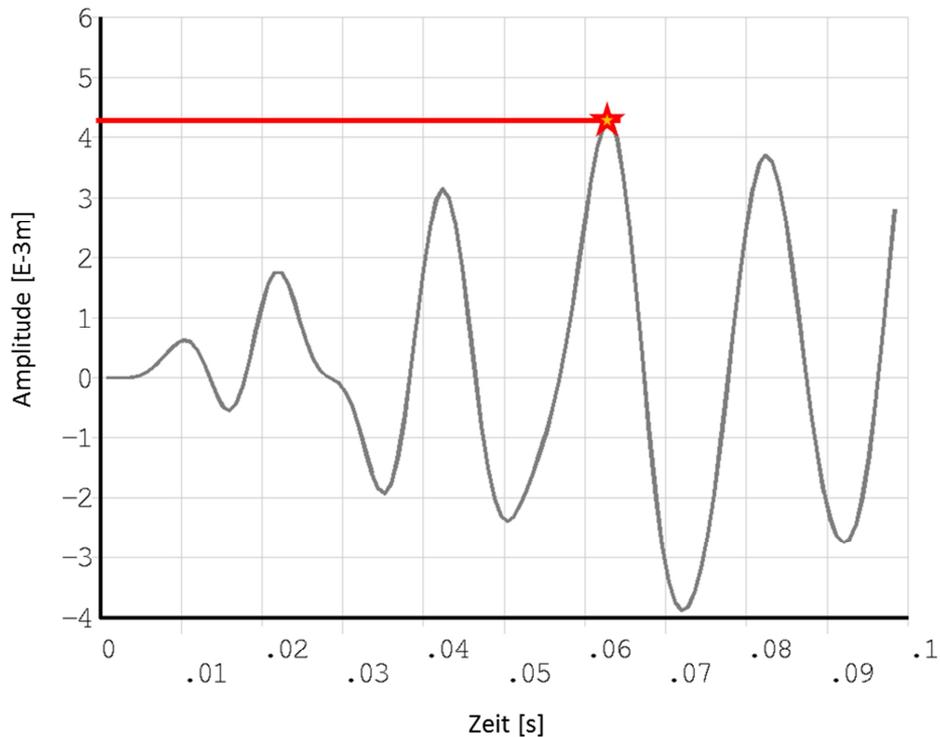
**Abbildung 7-32 Gemessene Ströme in den Phasen nach einem Kurzschluss im Zeitbereich von 0,25 Sekunden**

Anhand der gemessenen Ströme werden in Folge die  $B$  – Felder (elektromagnetische Flussdichte) und in weiterer Folge die transienten Lorentz- Kräfte (Erregerkräfte) ermittelt. Diese werden gemäß dem Schema in Abbildung 7-15 dem strukturemechanischen FE- Modell systematisch aufgebracht.

### ***7.2.3.2 FE- Analyse des Stoß- Kurzschlusses***

Die Antwort der Struktur auf diese Erregung soll mit der Methode der finiten Elemente berechnet werden. Das Aufprägen der transienten Kräfte erfolgt prinzipiell nach dem gleichen Algorithmus wie das Aufprägen der harmonischen Kräfte und wurde bereits in Kapitel 7.2.1.2 detailliert erläutert. Der einzige Unterschied beim Aufprägen der transienten Kräfte liegt darin, dass der aufzuprägende Kräfteverlauf nicht harmonisch, sondern transient ist. Aus diesem Grunde müssen die transienten Kräfte dem strukturmechanischen FE- Modell in Zeitschritten aufgeprägt werden. Des Weiteren werden die Kräfte im FE- Modell in zwei Schritten (Substeps) aufgeprägt. Das bedeutet, die Kraft innerhalb eines Zeitschrittes erreicht ihr Maximum nicht schlagartig, sondern nach einer bestimmten Anzahl von „Substeps“ innerhalb eines Zeitschrittes. Je mehr „Substeps“ für die Kraftaufprägung gewählt werden, umso höher ist die numerische Stabilität. Gleichzeitig erhöht sich mit einer steigenden Anzahl an „Substeps“ aber auch die Rechendauer, weswegen die Anzahl an „Substeps“ so gering wie möglich gehalten werden sollte. In einem ersten Versuch wurden 25 Zeitschritte bei einer Zeitschrittweite von 0,0008 s berechnet, da diese Anzahl an Zeitschritten eine volle Sinushalbwellenlänge beschreibt. Da der erhöhte Strom im Falle eines Kurzschlusses sehr schnell abklingt, wird davon ausgegangen, dass die Berechnung der ersten Sinus- Halbwellenlänge ausreichend ist um das Maximum der Verformung zu ermitteln. Der gemessene, zeitliche Verlauf der Verformung in Abbildung 7-35 (rote Linie) zeigt jedoch, dass das Maximum des zeitlichen Verlaufes mitunter erst im dritten bzw. vierten Peak zu finden ist. Aus diesem Grunde wird die FE- Berechnung auf 125 Zeitschritte zu je 0,0008 s Zeitschrittweite erweitert. Somit wird die erste zehntel Sekunde nach dem Kurzschluss numerisch simuliert. Die Dämpfung wird in Form von Alpha/Beta- Dämpfung (vgl. Kapitel 4.5) berücksichtigt. Die erforderlichen Rayleigh Dämpfungskonstanten ( $\alpha, \beta$ ) werden gemäß Formel (4.27) bzw. Formel (4.28) ermittelt.

Der FE- berechnete, zeitliche Verlauf der Verformung an einem Knoten im Stirnbereich des Wickelkopfes ist in Abbildung 7-33 zu sehen. Für diese Analyse wurden die Materialeigenschaften bei Betriebstemperatur herangezogen. Das entspricht den Bedingungen der Messung, da die Maschine im Testlauf auf Betriebstemperatur gebracht wird. Die Erwärmung durch die erhöhten Kurzschlussströme wird nicht berücksichtigt. Ein Stoßkurzschluss mit 60% Nennspannung hat eine Erwärmung von ungefähr 16°C pro Sekunde zur Folge. Da die maximalen Ströme sehr schnell abklingen, wird eine Erwärmung von ungefähr 3°C erwartet, welche vernachlässigbar klein ist.



**Abbildung 7-33 FE- berechnete transiente Verformung am Knoten 1080 im Stirnbereich bei Betriebstemperatur**

Weiters wurde der Einfluss der Temperatur auf die Verformung im 3- poligen Stoßkurzschluss untersucht. Abbildung 7-34 zeigt den zeitlichen Verlauf der FE- berechneten Verformung an einem Knoten im Stirnbereich bei Raumtemperatur im 3- poligen Stoßkurzschluss mit 60% Nennspannung. Für diese Analyse wurden jene Materialeigenschaften herangezogen, welche bei Raumtemperatur ermittelt wurden. Vergleicht man die FE- berechneten maximalen Verformungen (vierter Peak) so erkennt man, dass die Verformung bei Raumtemperatur mit 2,6 mm nur rund 60% der Verformung bei Betriebstemperatur (4,3 mm) beträgt. Grund dafür ist der Steifigkeitsverlust diverser Komponenten mit steigender Temperatur. Diese Untersuchung zeigt deutlich, dass der Einfluss der Temperatur auf das Steifigkeitsverhalten diverser Bauteile enorme Auswirkungen auf die berechneten Verformungen hat und Folge dessen nicht vernachlässigt werden darf.

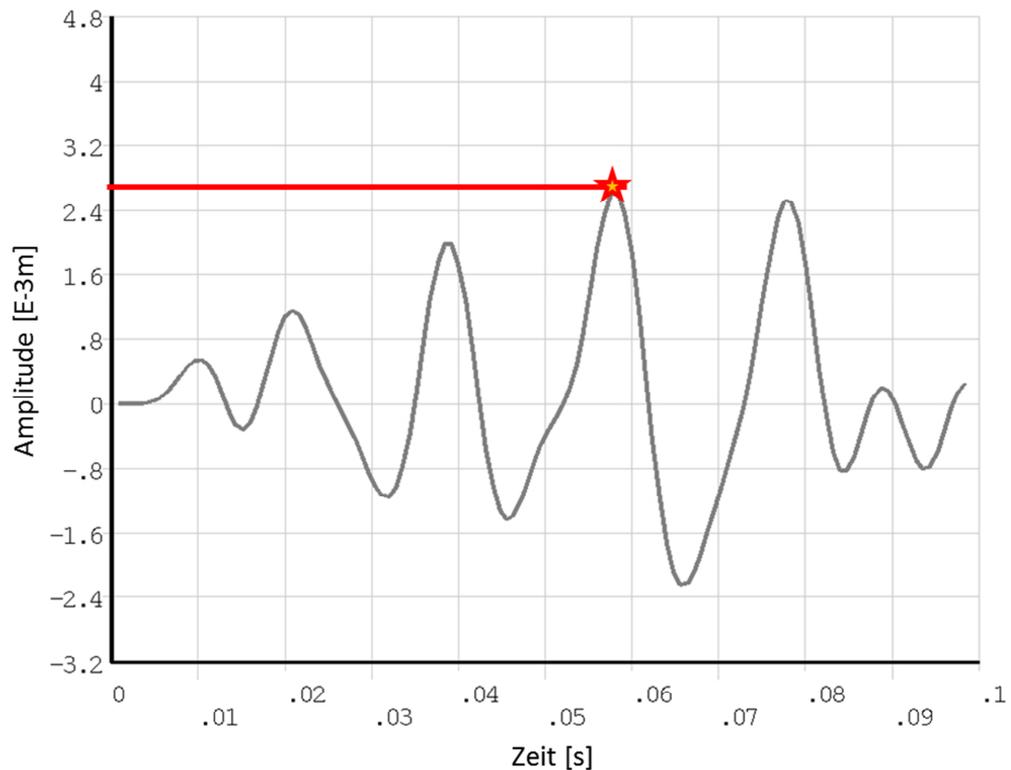


Abbildung 7-34 FE- berechnete transiente Verformung am Knoten 1080 im Stirnbereich bei Raumtemperatur

### 7.2.3.3 *Messung des zeitlichen Verlaufes der Verformung während eines Stoßkurzschlusses*

Das Zeitsignal der Messung ist in Abbildung 7-35 dargestellt. Die rote Linie stellt den zeitlichen Verlauf der Verformung in radialer Richtung dar, während die blaue Linie den zeitlichen Verlauf der Beschleunigung beschreibt. Das Zeitsignal der Messung hat jedoch gezeigt, dass die maximalen Verformungen (Abbildung 7-35 rote Linie) nicht wie erwartet sofort in der ersten Halbwelle auftreten. Grund dafür ist, dass die in dieser Arbeit ausgewählte Maschine zum einen sehr groß ist und dadurch eine hohe Massenträgheit mit sich bringt. Zum anderen handelt es sich um eine zweipolige Maschine. Die Kräfte über dem Umfang des Wickelkopfes schwanken in allen Raumrichtungen (radial, tangential und axial) stark. Die Lage des Rotors relativ zum betrachteten Messpunkt am Stator zum Zeitpunkt des Kurzschlusses hat daher Einfluss darauf, wann die maximale Verformung auftritt.

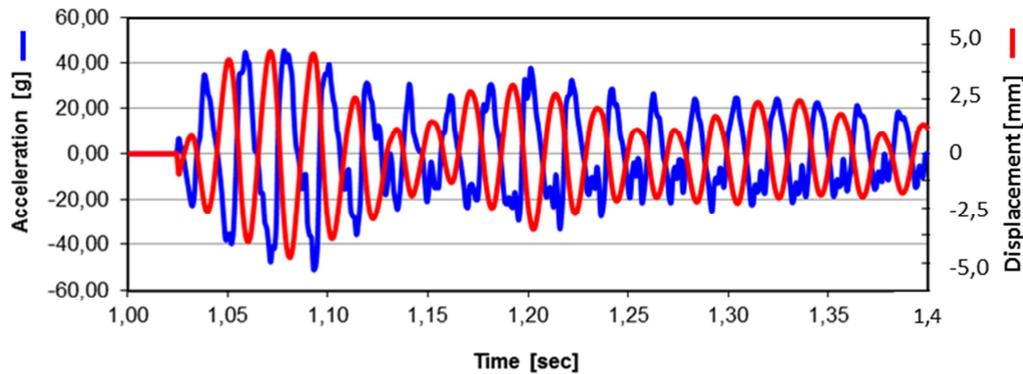


Abbildung 7-35 Zeitsignal der Messung, Verformung (rot) Beschleunigung (blau)

### 7.2.3.4 Gegenüberstellung FE- Berechnung – Messung

Vergleicht man das Ergebnis (Verformung) der Messung in Abbildung 7-35 mit jenem der FE-Simulation in Abbildung 7-33, so erkennt man, dass in beiden Fällen die maximale Verformung erst nach vier Peaks berechnet bzw. gemessen wurde. Die maximale Verformung (radial) wurde mit ca. 170 [mil] = 4,3 mm gemessen (siehe Abbildung 7-35). Die FE- berechnete Maximal- Verformung findet sich ebenfalls im vierten Peak und hat einen Maximalwert von ca. 4,1 mm, was eine Abweichung von ca. 5% bedeutet.

### 7.2.3.5 Analyse der Schwingungsform

Abschließend soll noch analysiert werden, welche Moden im Stoßkurzschluss primär angeregt werden. Dazu wird eine räumliche FFT- Analyse durchgeführt. Diese Methode zur Identifikation angeregter Moden wurde bereits in Kapitel 7.2.2 zur Analyse des Dauerkurzschlusses herangezogen. Die zu Grunde gelegte Theorie ist in Kapitel 7.2.2 detailliert beschrieben. Zur Identifikation der Moden via FFT- Analyse werden die FE- berechneten Radial- Verformungen aller zentralen Stab-Knoten (Knotennummer 900x – vgl. Abbildung 6-8) einer definierten axialen Ebene, in diesem Fall im Bereich des zweiten von vier Stützringen, und zu einem konkreten Zeitpunkt aus dem FE- Postprocessor exportiert. Als Zeitpunkte wurden jene herangezogen, in denen im zeitlichen Verlauf der Verformung (Abbildung 7-33 und Abbildung 7-34) die positiven Periodenmaxima auftreten. Konkret sind diese Periodenmaxima bei  $t=0,0104$ ,  $t=0,0216$ ,  $t=0,0424$ ,  $t=0,0632$  und  $t=0,0824$  zu finden. Für die Durchführung der FFT- Analyse wird MATLAB herangezogen. Abbildung 7-25 zeigt das Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse. Die räumliche FFT- Analyse liefert mit  $k \in \mathbb{N}$  gemäß Gleichung (7.7) direkt die Ordnung primär angeregter Moden.

Abbildung 7-36 bis Abbildung 7-40 zeigt das Ergebnis der räumlichen FFT- Analysen in den fünf Zeitpunkten  $t=0,0104$ ,  $t=0,0216$ ,  $t=0,0424$ ,  $t=0,0632$  und  $t=0,0824$ . Mit Ausnahme von Zeitpunkt  $t=0,0632$  wird die Mode zweiter Ordnung am stärksten angeregt. Dies ist auf das Erreger- Kraftfeld (vgl. Abbildung 7-17) zurückzuführen, welches von elliptischer Form ist und somit wie die Mode zweiter Ordnung vier Knoten aufweist. Im Zeitpunkt  $t=0,0632$  werden neben der Mode zweiter Ordnung auch noch die Moden erster und dritter Ordnung sowie die Grundmode angeregt.

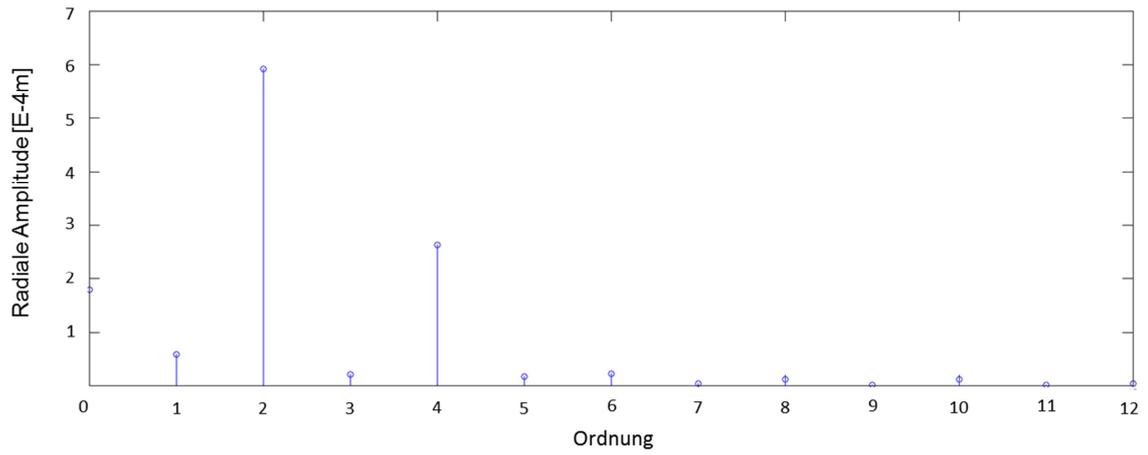


Abbildung 7-36 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt  $t=0,0104s$

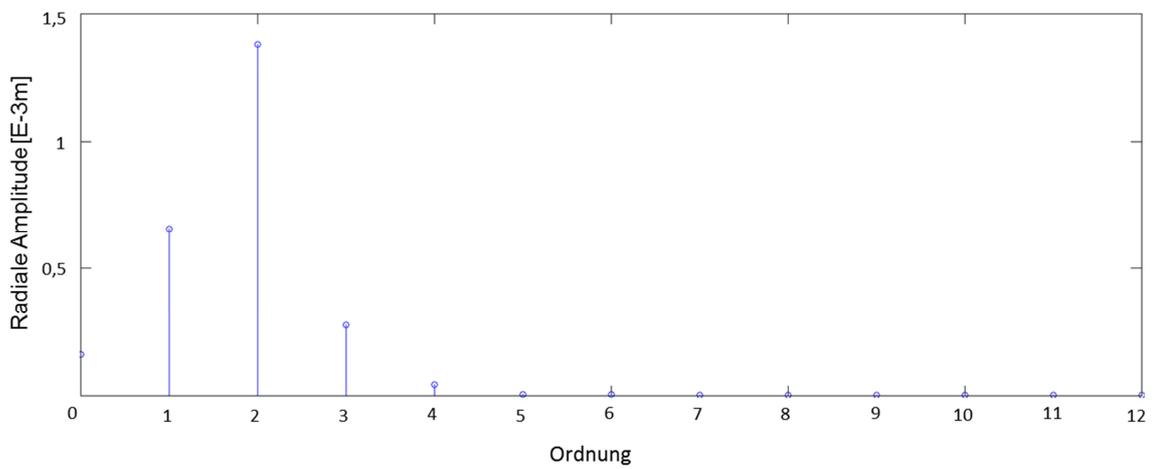


Abbildung 7-37 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt  $t=0,0216s$

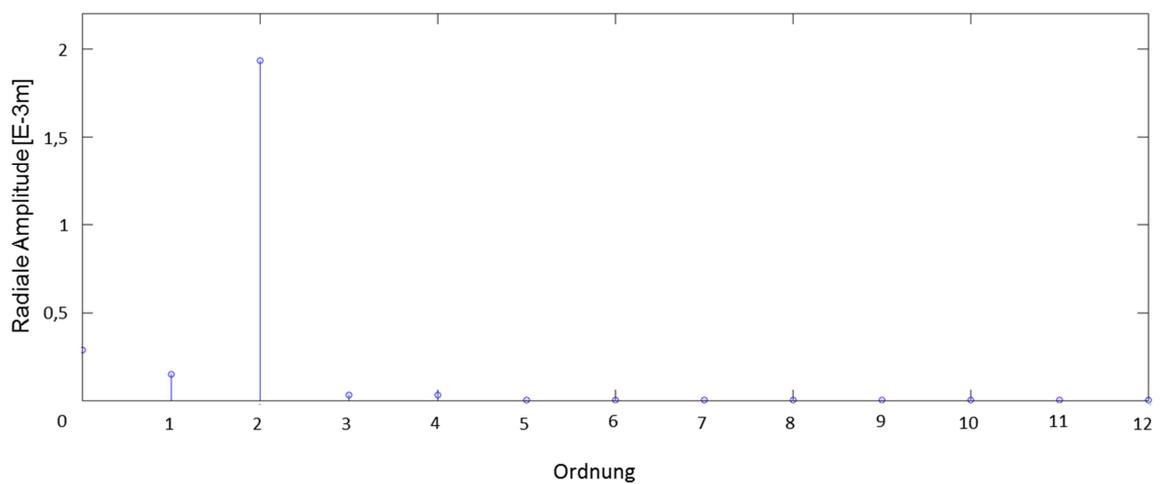


Abbildung 7-38 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt  $t=0,0424s$

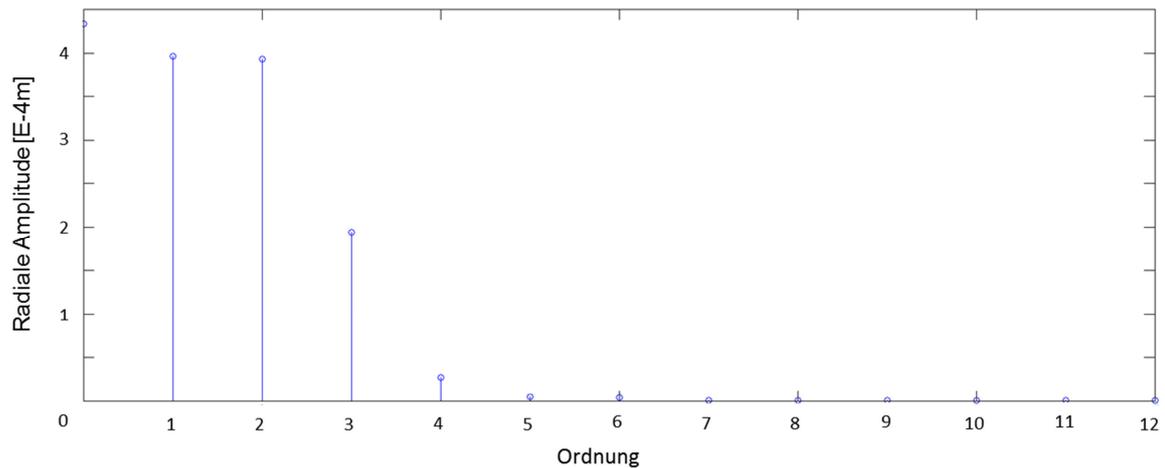


Abbildung 7-39 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0632s

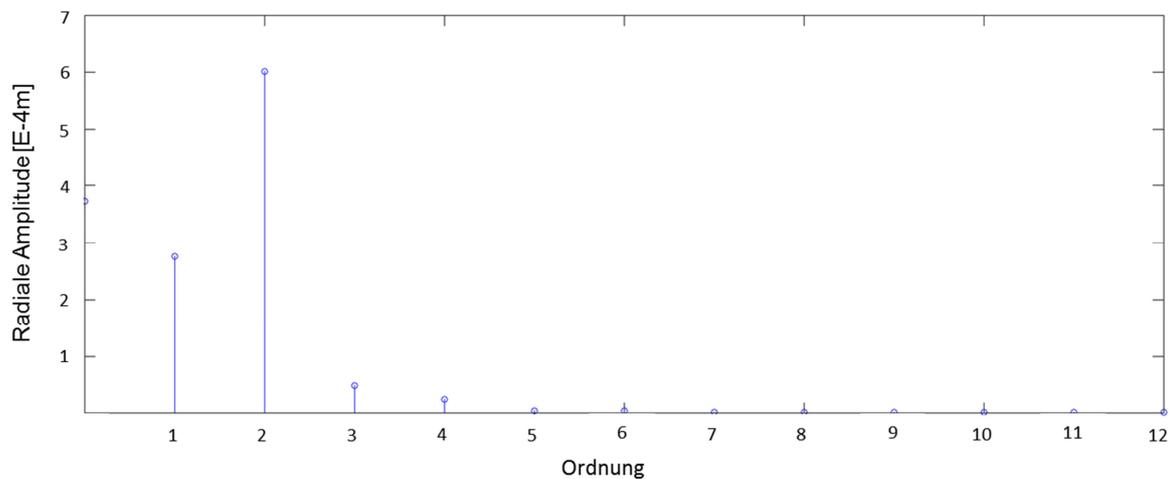


Abbildung 7-40 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0824s

## 7.3 Parameterstudien

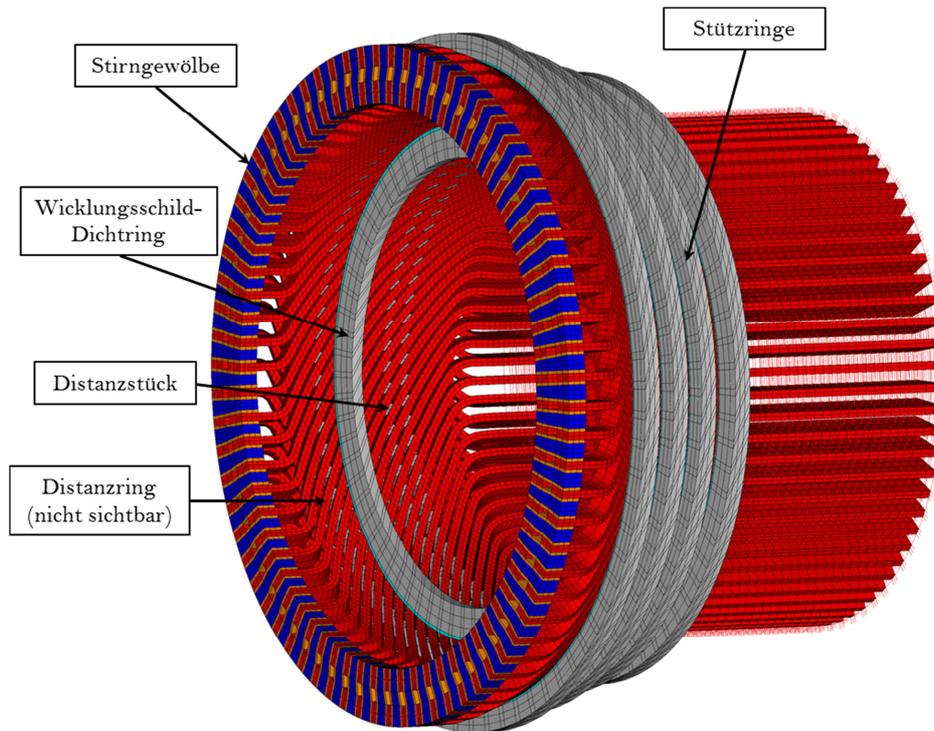
Das parametrisierte FE- Tool bietet die Möglichkeit, in verhältnismäßig kurzer Zeit Parameterstudien jeglicher Art durchführen zu können. Der Einfluss diverser Versteifungsmaßnahmen wie Stützringe, Distanzringe, Distanzstücke etc. auf das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes wird im Zuge von Parameterstudien in diesem Unterkapitel analysiert. Des Weiteren wird die Auswirkung von Schwankungen der Materialeigenschaften durch z.B. Temperatureinfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen untersucht.

### 7.3.1 Einfluss verschiedener Versteifungsmaßnahmen auf das modale

#### Schwingungsverhalten des Wickelkopfes

Im Zuge der ersten Parameterstudie wurde der Einfluss sämtlicher Versteifungsmaßnahmen auf die Lage der Eigenfrequenzen und somit auf die Steifigkeit des Gesamtsystems ermittelt. Dabei handelt es sich um folgende Komponenten, welche in Abbildung 7-41 zu finden sind:

- Stirngewölbe
- Stützringe
- Wicklungsschild- Dichtring
- Distanzringe
- Distanzstücke



**Abbildung 7-41 Komponenten zur Versteifung des Wickelkopfes**

Dabei wurde die 4- knotige und 6- knotige Mode, sowie die Torsionsmode untersucht. Abbildung 7-42 zeigt die Lage der Eigenfrequenzen dieser Moden bei sieben verschiedenen Konfigurationen des Wickelkopfes. Die erste Säule in blau zeigt die Lage der drei Eigenfrequenzen, wobei lediglich die Grundstruktur des Wickelkopfes in Form von den Stäben und dem Stirngewölbe modelliert wurde. Diverse andere Versteifungsmaßnahmen wie die Stützringe, Distanzstücke etc. wurden inaktiv gesetzt und somit nicht berücksichtigt. Im Laufe der weiteren, in Abbildung 7-42 dargestellten Modalanalysen wurden Versteifungsmaßnahmen sukzessive zur Grundkonfiguration zugeschaltet und die berechneten Eigenfrequenzen in Form von Säulen dargestellt. Die fünfte Säule in Türkis, zeigt die Eigenfrequenz jener Konfiguration, bei der alle Komponenten zur Versteifung aktiviert sind. Diese Analyse bestätigt deutlich, dass sowohl der Stützring als auch der Distanzring einen erheblichen Einfluss auf die beiden Radialmoden (4- knotige Mode, 6- knotige Mode), sowie auf die Torsionsmode haben. Die Distanzstücke beeinflussen die Radialmoden, nicht aber die Torsionsmode. Grund dafür ist, dass sich die Stäbe bei der Torsionsmode in tangentialer Richtung nicht gegeneinander bewegen. Aus diesem Grunde kommt die Struktur der Distanzstücke bei der Torsionsmode nicht zum Tragen. Aufgrund der Ergebnisse dieser Analyse wird die Modellierung aller Komponenten zur Versteifung empfohlen.

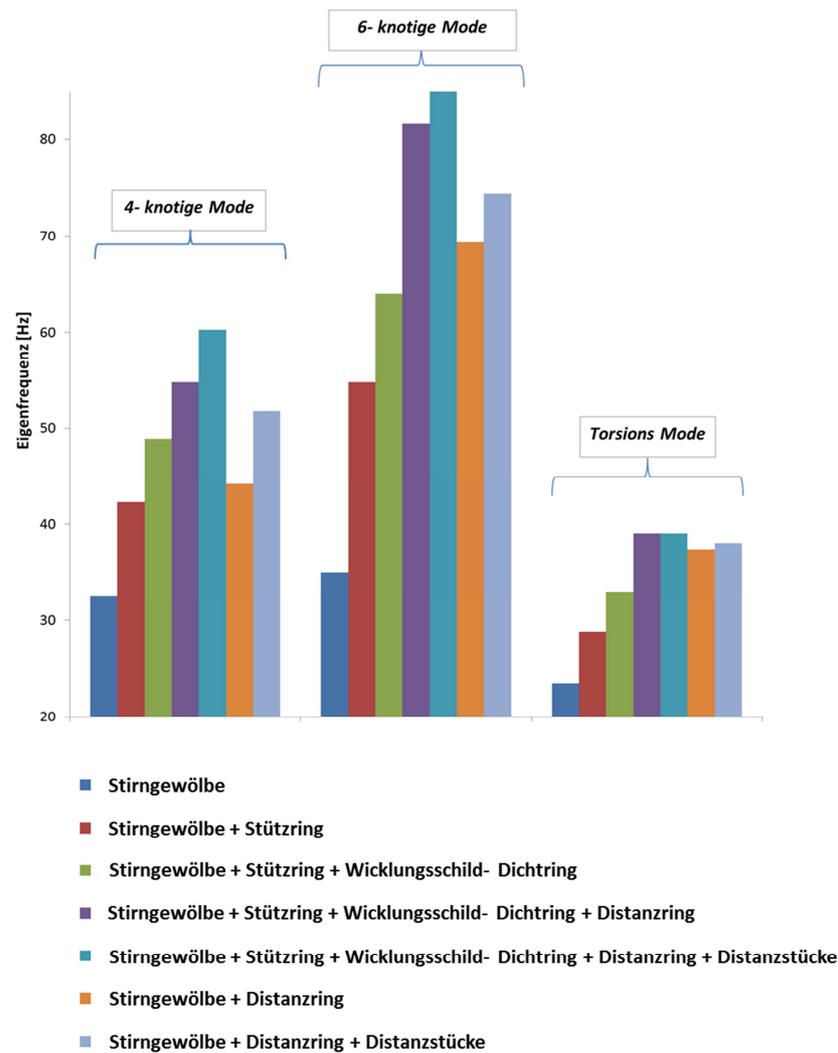


Abbildung 7-42 Einfluss verschiedener Versteifungsmaßnahmen auf das modale Schwingungsverhalten des Wickelkopfes

### 7.3.2 Einfluss der Netzqualität des Statorstabes auf das globale Wickelkopfmodell

In Kapitel 6.3 wurde bereits eine Netzkonvergenzstudie an einem einzelnen Statorstab durchgeführt (siehe Abbildung 6-7). Diese Analyse beinhaltet jedoch nicht den Einfluss der Netzfeinheit des Stabes auf jene Bauteile, die an den Stab gekoppelt sind (div. Ringe, Kupferlaschen, Distanzstücke, etc.). Aus diesem Grunde muss die optimale Anzahl an Elementen anhand einer Studie am gesamten System erneut überprüft werden. Im Zuge der folgenden Analyse wurde die Anzahl der Elemente in Stabrichtung durch verändern des Parameters „Teilung“ variiert. In Folge wurde für jede Netzfeinheit eine Modalanalyse durchgeführt und die Eigenfrequenzen ermittelt. Abbildung 7-43 zeigt den linear interpolierten Verlauf der jeweiligen Eigenfrequenz in Abhängigkeit der Elementanzahl in Stabrichtung. Anhand der Netzkonvergenzstudie in Kapitel 6.3 am Einzelstab wurde eine optimale Elementanzahl von 55 Elementen ermittelt. Abbildung 7-43 zeigt deutlich, dass diese Elementanzahl am Gesamtsystem nicht ausreichend ist. Als optimale Elementanzahl wird anhand dieser Analyse die Diskretisierung in Stabrichtung mit 80 Elementen empfohlen.

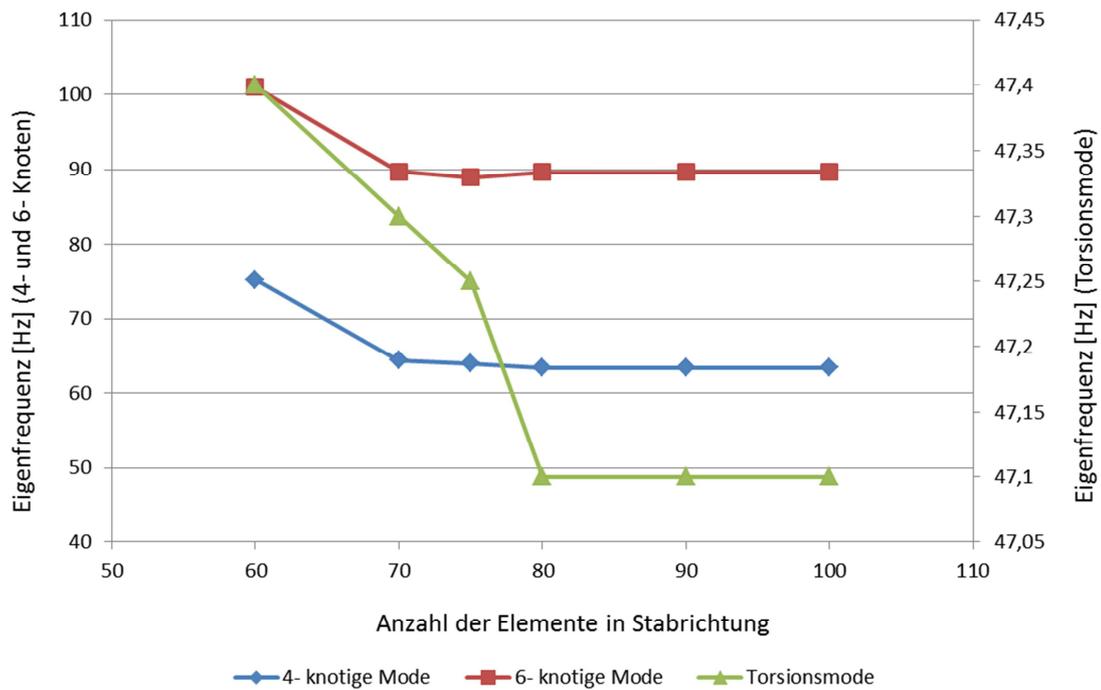
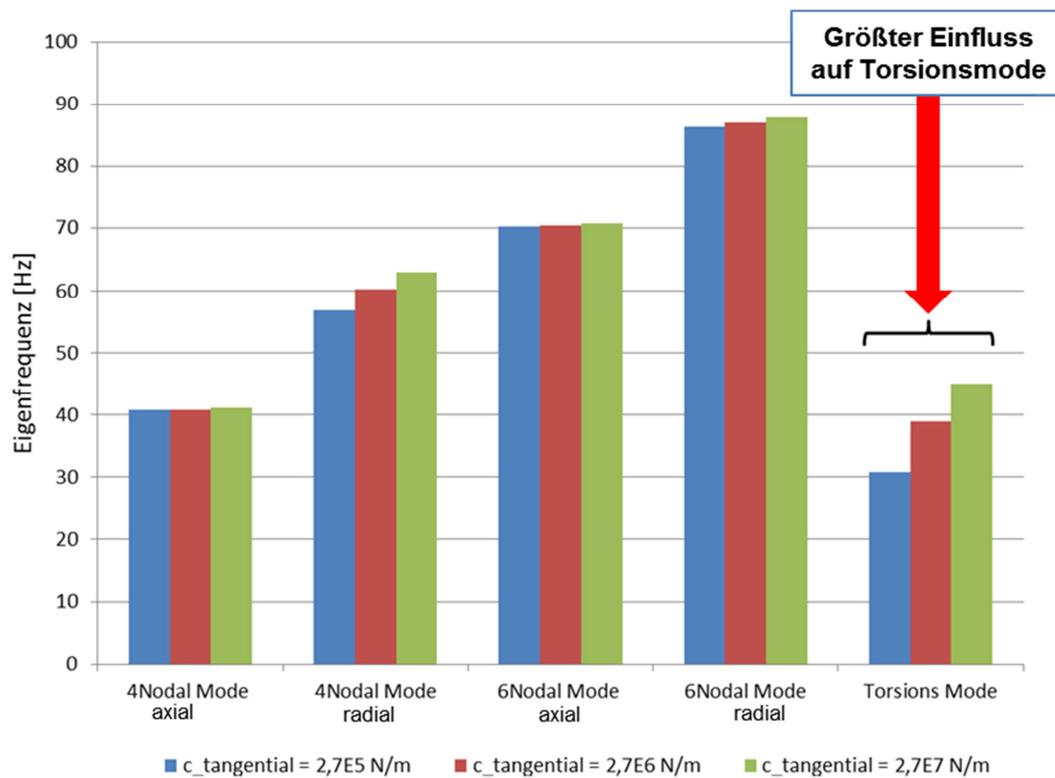


Abbildung 7-43 Netz- Konvergenzstudie

### 7.3.3 Einfluss der Federsteifigkeit der Federelemente im Nutendbereich

In Kapitel 5.2.2 wurde die Entwicklung einer Methode zur Modellierung der Anbindung des Wickelkopfes an das Stator- Blechpaket vorgestellt. Diese Methode basiert auf der Modellierung des Blechpaketes via tangentialer und radialer Federelemente und wurde in Kapitel 6.4 beschrieben. Anhand des parametrisierten FE- Tools wird der Einfluss der Federsteifigkeiten und somit der Einspann- Steifigkeit der Stäbe im Blechpaket untersucht. Diese Untersuchung wurde in [40] publiziert. Die reale Einspannsituation via Nutseitenfeder und Nutverschlusskeil ist in Abbildung 5-7 b) zu sehen. Abbildung 7-44 zeigt den Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit auf die Lage der Eigenfrequenzen ausgewählter Moden. Bei den untersuchten Moden handelt es sich um die 4- knotige und 6- knotige Mode, sowie die Torsionsmode. Die 4- und 6- knotigen Moden treten sowohl axial dominierend als auch radial dominierend auf. Im Zuge dieser Analyse wird die Steifigkeit der Federn in Zehnerpotenz- Schritten von  $10^5$  auf  $10^7$  erhöht. Der Einfluss auf die Lage der jeweiligen Eigenfrequenz ist in Abbildung 7-44 grafisch dargestellt. Wie zu erwarten, hat die tangentielle Federsteifigkeit den größten Einfluss auf die Lage der Torsionseigenfrequenz. Des Weiteren beeinflusst die tangentielle Federsteifigkeit die 4- knotige Radialmode deutlich mehr als die 4- knotige Axialmode. Ebenso ist der Einfluss auf die 6- knotige Radialmode größer als auf die 6- knotige Axialmode. Dieser Effekt ist nachvollziehbar, da bei einer Elliptisierung bzw. Polygonisierung die tangentialen Federelemente deutlich mehr zu tragen kommen als bei einer Axialmode.



**Abbildung 7-44 Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit im Nutbereich auf ausgewählte Moden [40]**

Der Einfluss der radialen Federsteifigkeit auf die Lage der Eigenfrequenzen ist in Abbildung 7-45 dargestellt. Bei den untersuchten Moden handelt es sich, wie in der Analyse zuvor, um die 4- knotige und 6- knotige Mode, sowie die Torsionsmode. Die 4- und 6- knotigen Moden treten sowohl axial dominierend, als auch radial dominierend auf. Im Zuge dieser Analyse wird die Steifigkeit der Federn in Zehnerpotenz- Schritten von  $10^6$  auf  $10^8$  erhöht. Der Einfluss der radialen Federsteifigkeit auf die Lage der Eigenfrequenzen ist gemäß Abbildung 7-45 deutlich geringer als jener der tangentialen Federsteifigkeit. Grund dafür ist, dass der Stab selbst in radialer Richtung gemäß Abbildung 5-7 b) das deutlich höhere Biege­widerstandsmoment aufweist. Dies wiederum ist auf die Einbausituation des Stabes zurückzuführen. Die hohe Kante des Stabes ist in radialer Richtung ausgerichtet, während die kurze Kante des Stabes in tangentialer Richtung ausgerichtet ist. Diese Tatsache führt zu einem größeren Rand­faserabstand in radialer Richtung, welcher wiederum das Biege­widerstandsmoment bestimmt. In Kapitel 5.2 wird dieses anhand der Verbundtheorie hergeleitet.

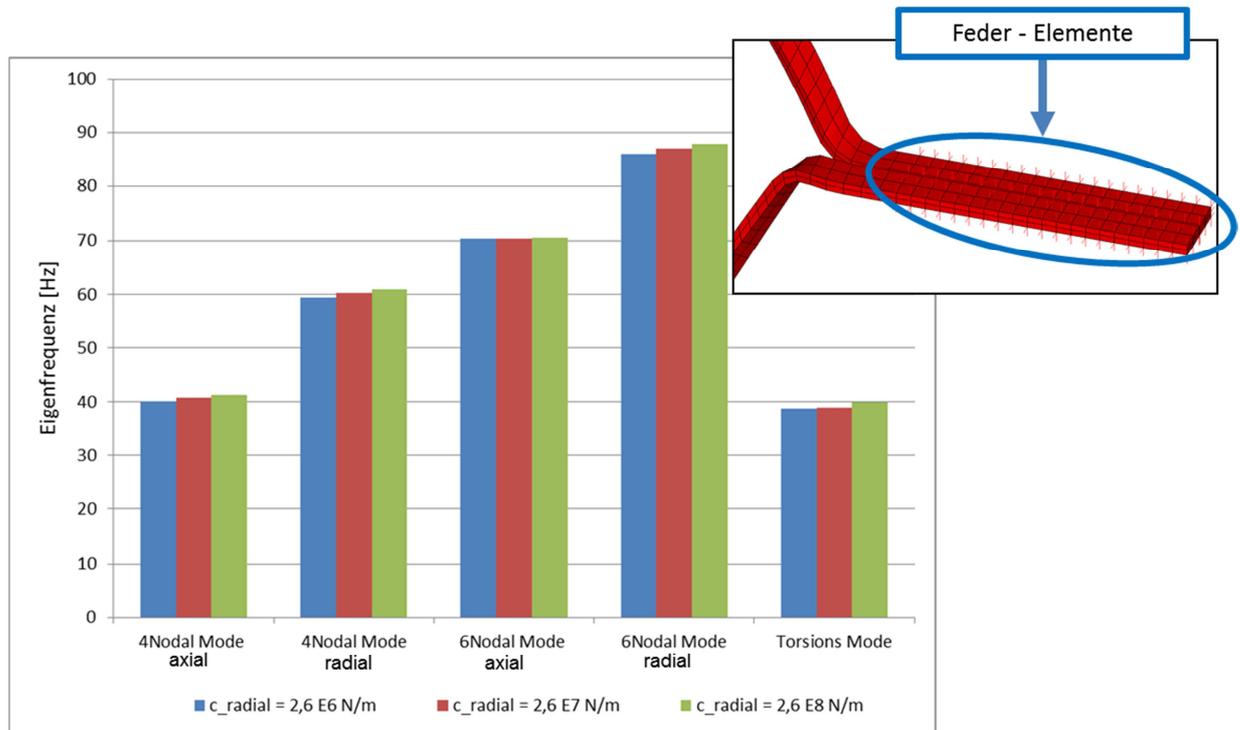
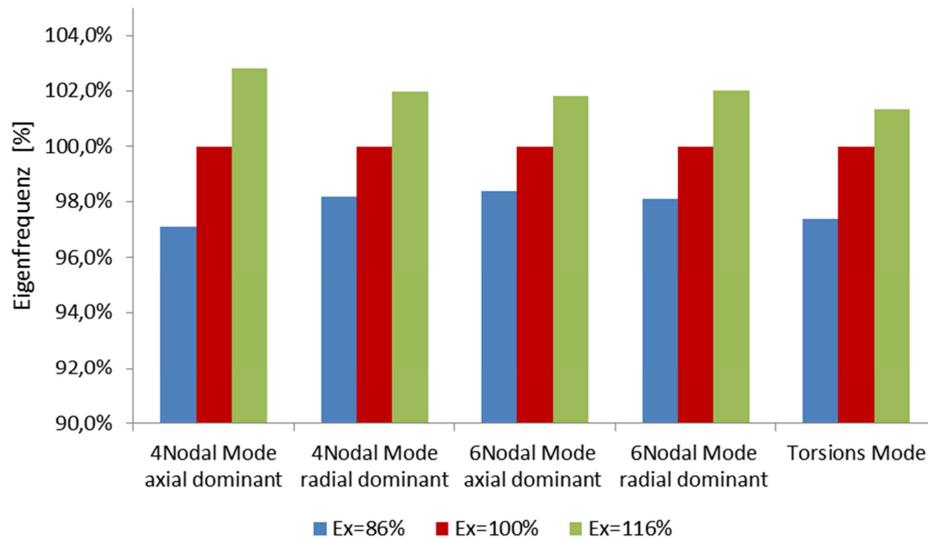


Abbildung 7-45 Einfluss der radialen Federsteifigkeit im Nutendbereich auf ausgewählte Moden

### 7.3.4 Einfluss der Materialparameter des Stabes auf die Lage der globalen

#### Wickelkopfmodes

Im Vorfeld dieser Arbeit wurde im Zuge einer umfassenden Literaturstudie der Stand der Technik zum Thema Wickelkopfschwingungen erfasst (Kapitel 2). Das Materialverhalten der Stator Stäbe spielt in vielen Publikationen eine Rolle. Jedoch ist nicht bekannt, wie sehr die Elastizitätskonstanten des Verbundstabes, die globalen Wickelkopfmodes beeinflussen. Dieser Einfluss ist mit dem in dieser Arbeit entwickelten, parametrisierten FE- Tool durch Veränderung der Materialparameter einfach zu verifizieren. Untersucht wurde der Einfluss des Elastizitätsmoduls in Richtung der Stabachse ( $x$ - Richtung vgl. Abbildung 4-7), sowie jener quer dazu ( $y$ - und  $z$ - Richtung vgl. Abbildung 4-7) und des Schubmoduls auf die Moden des Wickelkopfes. Diese Untersuchungen wurden unter anderem in [40] publiziert. Abbildung 7-46 zeigt den Einfluss des Elastizitätsmoduls in Stabrichtung ( $x$ - Richtung) auf die Lage der Eigenfrequenzen. Dazu wurde der Elastizitätsmodul ausgehend von einem Bezugs- Elastizitätsmodul (100%) auf 116% erhöht bzw. auf 86% des Bezugs- Elastizitätsmoduls verringert und eine Modalanalyse durchgeführt. Die berechneten Eigenfrequenzen sind in Abbildung 7-46 relativ in % dargestellt.



**Abbildung 7-46 Einfluss des Elastizitätsmoduls in x Richtung auf die Lage der Moden [40]**

Bei Veränderung des  $E_x$  um rund  $\pm 15\%$  verschieben sich die Eigenfrequenzen um bis zu  $\pm 3\%$ . Abbildung 7-47 stellt den Einfluss des E- Moduls in y- und z- Richtung auf die Lage der globalen Wickelkopfmoden dar. Der Einfluss dieser beiden Elastizitätskonstanten ist ebenso sehr gering. Man kann erkennen, dass der E- Moduls in y- und z- Richtung den größten Einfluss auf die Torsionsmode des Systems ausübt. Bei Veränderung des  $E_{y,z}$  um rund  $\pm 16\%$  verschiebt sich die Torsions-Eigenfrequenz um bis zu  $\pm 2\%$ . Abbildung 7-48 zeigt den Einfluss des Schubmoduls auf die Lage der Moden. Der Schubmodul beeinflusst sowohl die Axial- als auch die Radial- und Torsionsmoden gleichermaßen. Jedoch zeigt sich auch hier, dass sich bei Veränderung des Schubmoduls um  $\pm 43\%$  die Eigenfrequenzen um maximal  $3\%$  erhöhen bzw. maximal  $4\%$  verringern.

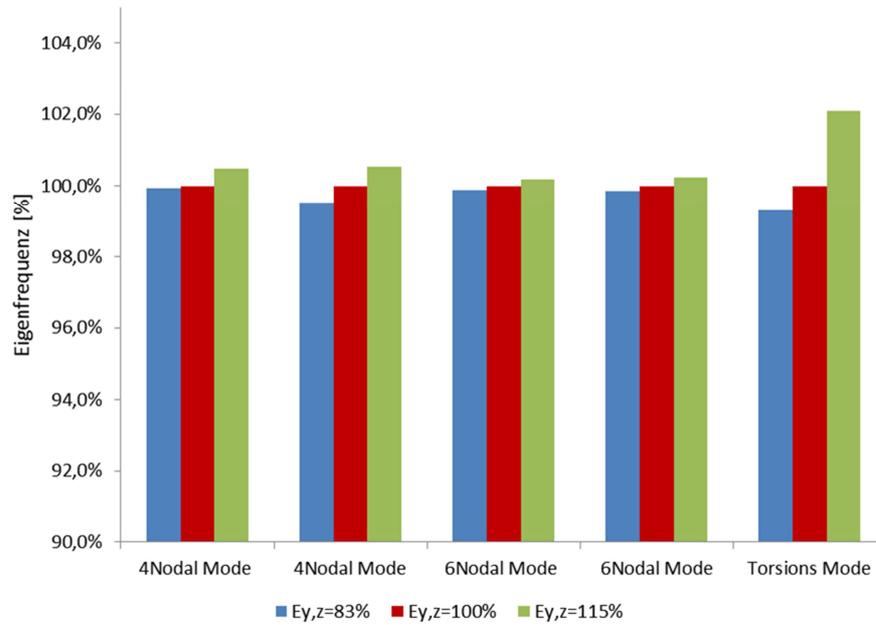


Abbildung 7-47 Einfluss des Elastizitätsmoduls in y- und z- Richtung auf die Lage der Moden [40]

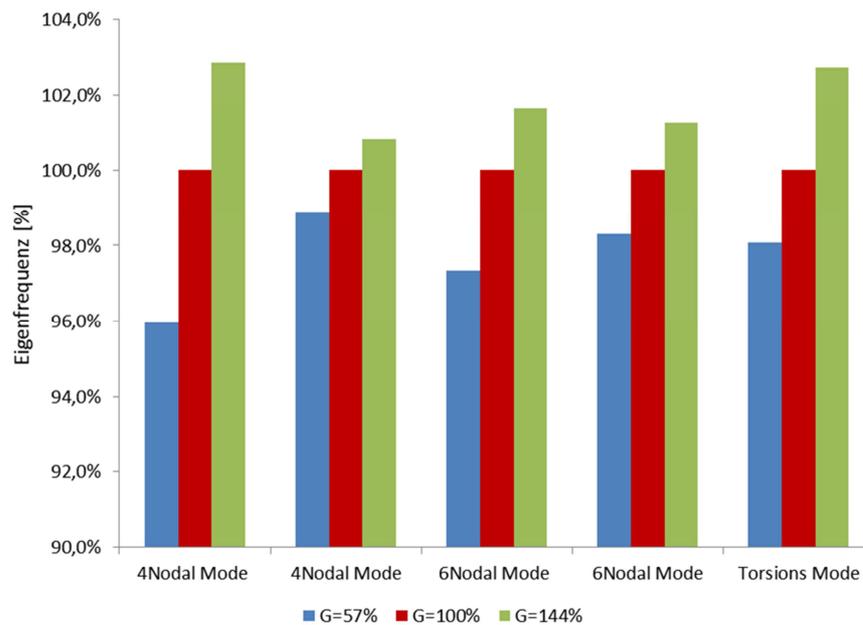


Abbildung 7-48 Einfluss des Schubmoduls auf die Lage der Moden [40]

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der E- Modul in x- Richtung verglichen zum E- Modul in y- und z- Richtung bzw. zum Schubmodul den größten Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen ausübt.

### **Ermittlung des Einflusses der Schwankung der Stab- Elastizitätskonstanten unterschiedlicher Maschinen auf die Eigenfrequenzen des Wickelkopfes**

Eine hohe Anzahl an unterschiedlichen Maschinen bringt eine ebenso hohe Anzahl an unterschiedlichen Stator- Stäben mit sich. Aus diesem Grunde wird im Zuge einer Messreihe untersucht, ob für die Berechnung von Wickelkopfschwingungen die Stab- Elastizitätskonstanten für jede Maschine explizit ermittelt werden müssen, oder ob es ausreichend ist, einen Beispielstab zu vermessen und diese Elastizitätskonstanten für sämtliche Maschinen zu übernehmen. Um diesen Sachverhalt zu klären, wurde im Zuge einer Messreihe an fünf unterschiedlichen Stator- Stäben unterschiedlicher Maschinen folgendes festgestellt:

Der Elastizitätsmodul in Stabachse ( $E_x$ ) der fünf geprüften Stäbe schwankt um  $\pm 35\%$  um das arithmetische Mittel dieser fünf Stäbe. Der Elastizitätsmodul in y- und z- Richtung schwankt um  $\pm 11\%$  um das arithmetische Mittel. Der Schubmodul  $G_{yz}$  liegt bei den fünf geprüften Stäben in einem sehr eingeschränkten Bereich und schwankt unter  $1\%$  um das arithmetische Mittel.

Gemäß Abbildung 7-46 ruft eine Veränderung des Elastizitätsmoduls in Stabachse ( $E_x$ ) um rund  $\pm 15\%$  eine Verschiebung der Eigenfrequenzen des Wickelkopfes von bis zu  $\pm 3\%$  hervor. Da der Elastizitätsmodul in Stabachse ( $E_x$ ) aller geprüften Stäbe um maximal  $\pm 35\%$  schwankt, wird bei Verwendung der Stab- Elastizitätskonstanten eines Beispielstabes im schlimmsten Falle ein Fehler der berechneten globalen Eigenfrequenzen von bis zu  $\pm 6\%$  linear extrapoliert. Aus diesem Grunde wird empfohlen, diese Materialkonstante für jede Maschine explizit zu bestimmen. Die Schwankung des Elastizitätsmodul in y- und z- Richtung ruft maximale Abweichungen von  $\pm 1,6\%$  hervor. Diese Abweichung hätte Absolut- Abweichungen im Bereich von rund 1 Hz zu Folge. Aus diesem Grunde obliegt es der jeweiligen Anforderung hinsichtlich erforderlicher Genauigkeit, ob der jeweilige Stab explizit vermessen wird oder nicht. Die Schwankung des Schubmoduls ruft maximale Abweichungen von  $\pm 0,1\%$  hervor und kann daher vernachlässigt werden.

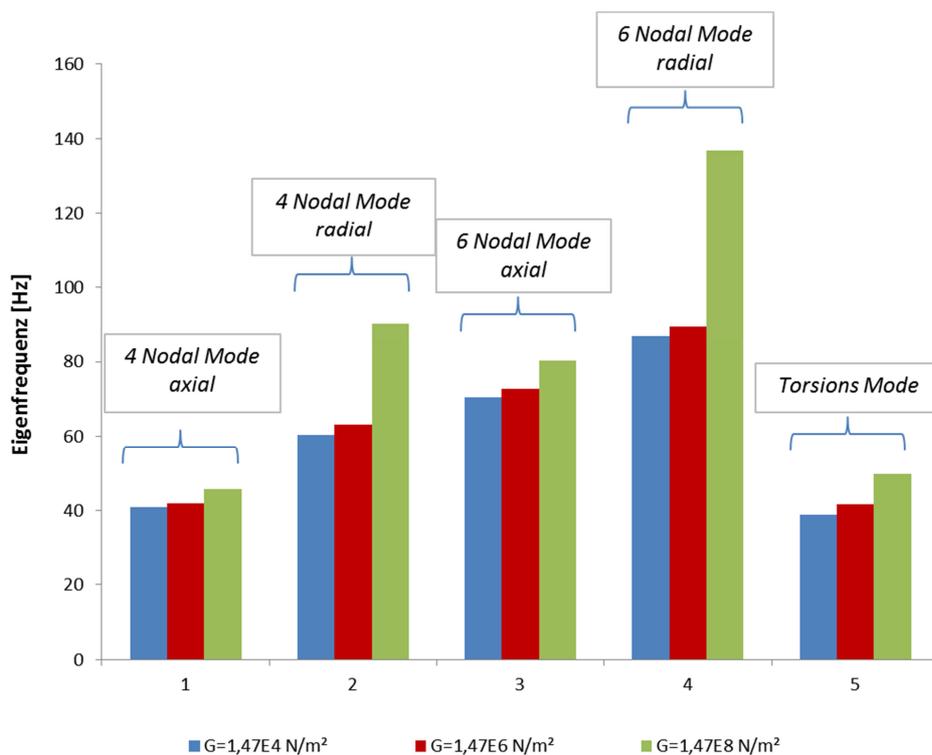
#### **7.3.5 Einfluss der Lage der Distanzstücke**

Die Distanzstücke werden in mehreren Reihen über der axialen Länge des Wickelkopfes positioniert. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 5-26 ersichtlich. Wie in Abbildung 6-25 dargestellt, wird die axiale Position der Distanzstück- Reihen mit dem Parameter „Abstand\_ZP“ definiert. Die Realität zeigt jedoch, dass diese von Hand montierten Distanzstücke nicht immer zu 100% an der richtigen, axialen Position fixiert werden. Die numerischen Rechnungen werden mit dem „Abstand\_ZP“ gemäß Montagezeichnung durchgeführt. Um den Einfluss des Montagefehlers zu ermitteln, wurde eine modale Parameterstudie durchgeführt. Dabei wurde der Parameter „Abstand ZP“ (vgl. Abbildung 6-25), also die axiale Position der Distanzstück- Reihen, so variiert, dass der theoretisch größtmögliche Montagefehler simuliert wird. Eine unkorrekte Montage der Distanzstücke führt beim betrachteten Turbogenerator zu einer axialen Verschiebung der Distanzstücke von  $\pm 50\text{mm}$ . Der Einfluss des Montagefehlers auf die Lage der Eigenfrequenzen und somit auf das Steifigkeitsverhalten des Wickelkopfes liegt bei den Axial- und Radialmoden (4-, 6- und 8-knotig) unter einem Prozent. Der Einfluss auf die Torsionseigenfrequenz ist mit unter  $0,1\%$  sehr gering.

#### **7.3.6 Einfluss der schubweichen Filzschicht auf die globalen Wickelkopfmomen**

Wie in Abbildung 5-19 und Abbildung 5-20 zu sehen ist, werden die Ringe über eine Filzschicht, welche für ein kontinuierliches Aufliegen des Ringes auf den Stäben über den Umfang sorgt, an die

Stäbe bandagiert. Um den Einfluss dieser schubweichen Filzschicht auf die Lage der Eigenfrequenzen zu ermitteln, wurde am parametrisierten FE- Modell eine Parameterstudie durchgeführt. Ziel dieser Studie ist es zu zeigen, wie sehr der Grad der Koppelung zwischen den Ringen und den Stäben das modale Verhalten der Wickelkopfstruktur beeinflusst. Die Tatsache, dass die montierten Ringe mit reiner Muskelkraft verschiebbar sind, weist auf eine sehr weiche Koppelung zwischen Stäben und Ringen in tangentialer Richtung hin. Abbildung 7-49 zeigt die numerisch ermittelten Eigenfrequenzen bei Variation des Schubmoduls der Filzschicht. Als E- Modul wurde jener herangezogen, der in Kapitel 5.2.5 gemessen wurde. Die durchgeführte Analyse zeigt deutlich, dass der verwendete Schubmodul der Filzschicht einen nicht unwesentlichen Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen des Wickelkopfes hat. Der Schubmodul wurde mit  $14000 \text{ N/m}^2$ ,  $1400000 \text{ N/m}^2$  und  $140000000 \text{ N/m}^2$  gewählt. Die Eigenfrequenzen bei  $G=14000 \text{ N/m}^2$  und  $G=1400000 \text{ N/m}^2$  weichen voneinander nur gering ab. Durch die Wahl eines derartig niedrigen Schubmoduls sind die Stäbe von den Ringen in tangentialer sowie in axialer Richtung nahezu entkoppelt. In diesen Richtungen können so keine Kräfte übertragen werden. Bei Erhöhung des Schubmoduls auf  $140000000 \text{ N/m}^2$  erhöht sich der Grad der Koppelung deutlich, was sich in einer erheblichen Veränderung der Eigenfrequenzen widerspiegelt. Der größte Einfluss ist bei den beiden Radialmoden (4- knotig und 6- knotig) zu erkennen, da diese Eigenformen in erster Linie den Schubmodul beanspruchen, während sowohl die Axialmoden als auch die Torsionsmode nicht vom Schubmodul der Filzschicht abhängen. Diese Analyse deckt sich sehr gut mit den gemessenen Eigenfrequenzen (vgl. Tabelle VIII). Die beste Übereinstimmung zwischen den numerisch berechneten und den gemessenen Eigenfrequenzen wird mit einem Schubmodul von  $14000 \text{ N/m}^2$  (blaue Säule) erzielt. Diese Tatsache weist darauf hin, dass die Methode des Entkoppelns durch Verringerung des Schubmoduls zu sehr guten numerischen Rechenergebnissen führt.



**Abbildung 7-49 Lage der Wickelkopf- Moden in Abhängigkeit des Schubmoduls der Filzschicht**

Weiters wurde der Einfluss des Elastizitätsmoduls der Filzschicht auf die Lage der Wickelkopf-Moden untersucht und ist in Abbildung 7-50 dargestellt. Die beste Übereinstimmung zwischen den

numerisch berechneten und den gemessenen Eigenfrequenzen wird wie erwartet mit dem in Kapitel 5.2.5 bei Raumtemperatur gemessenen E- Modul (rote Säule) erzielt.

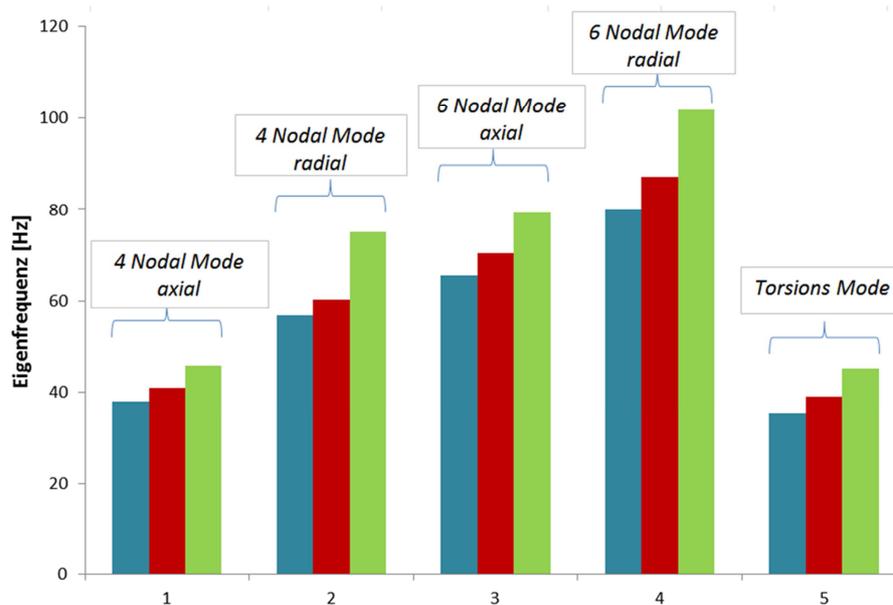
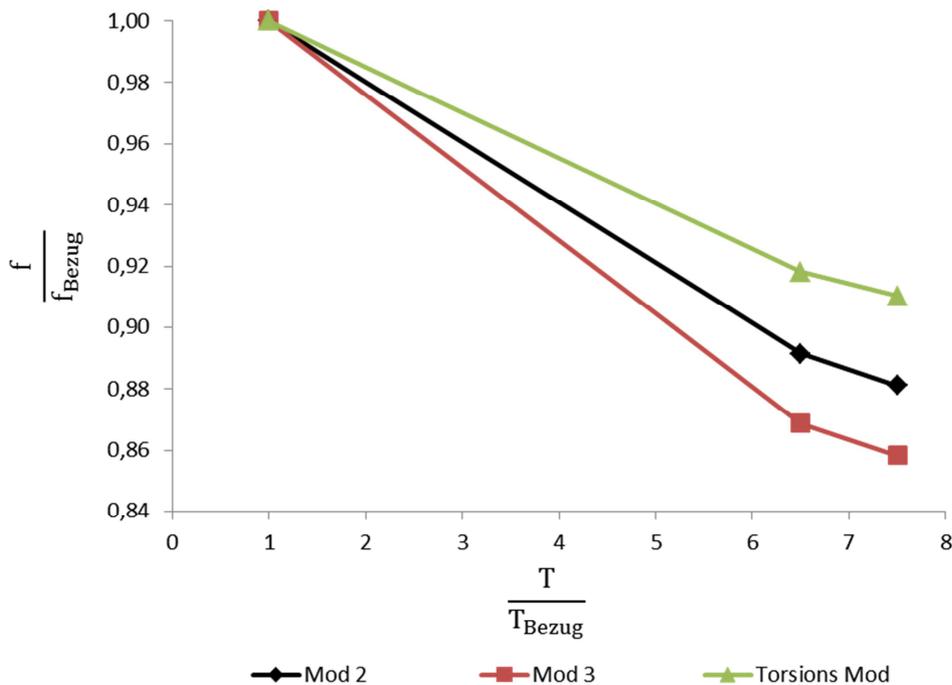


Abbildung 7-50 Einfluss des Elastizitätsmoduls der Filzschicht auf die Lage der Wickelkopf- Moden

### 7.3.7 Einfluss der Temperatur auf die Lage der globalen Wickelkopf- Moden

Wie bereits einleitend erwähnt, erreichen die in dieser Arbeit betrachteten Generatoren im Nennbetrieb durchschnittliche Temperaturen, die das 6,5- fache der Bezugstemperatur betragen. An bestimmten „Hot Spots“ steigt die Temperatur auf das bis zu 7,5- fache an. Dies sind auch die offiziellen Temperatur- Limits, unter denen der Generator dem Kunden verkauft wird. Aus diesem Grund ist das Schwingungsverhalten des Wickelkopfes bei diesen Temperaturen zu untersuchen. Messungen am erwärmten Stator Stab (vgl. Kapitel 5.2) haben gezeigt, dass sich dessen Steifigkeit mit steigender Temperatur stark verringert. Die Messung der Reduktion des Stab- Elastizitätsmoduls mit steigender Stabtemperatur ist in Abbildung 5-6 dargestellt und zeigt ein Absinken des E- Moduls um 5% bei einer Erhöhung der Stabtemperatur von Bezugstemperatur auf das 6,5- fache der Bezugstemperatur und um weitere 7% bei einer Erhöhung der Stabtemperatur auf das 7,5- fache der Bezugstemperatur. Um den Einfluss der Temperatur auf die Lage der Eigenfrequenzen des globalen Wickelkopfes zu untersuchen, wurde ebenso die, unter Temperatureinfluss verringerte Steifigkeit der Distanzstücke sowie der thermohärtenden Filzschicht und des Stirngewölbes gemessen und in der FE- Berechnung berücksichtigt (vgl. Kapitel 5.2.2, Kapitel 5.2.5, Kapitel 5.2.6). Abbildung 7-51 zeigt das numerisch berechnete Eigenfrequenzverhältnis der Mode zweiter und dritter Ordnung sowie der Torsionsmode, in Abhängigkeit des Temperaturverhältnisses. Wie bereits eingangs erwähnt, sind für den Kunden speziell die beiden Temperaturverhältnisse 6,5 und 7,5 von Bedeutung. Aus diesem Grunde wurde die modale FE- Berechnung bei Bezugstemperatur und zusätzlich bei den eben genannten Temperaturniveaus durchgeführt. Zwischen diesen Punkten wurde linear interpoliert. Abbildung 7-51 zeigt, dass die Eigenfrequenz des globalen Wickelkopfes  $f$  im Vergleich zur Bezugs- Eigenfrequenz  $f_{\text{Bezug}}$  in jenem Bereich, in dem die Temperatur  $T$  von der Bezugstemperatur auf das 6,5- fache der Bezugstemperatur  $T_{\text{Bezug}}$  steigt, um bis zu 11% sinkt. Das bedeutet eine durchschnittliche Reduktion der Eigenfrequenz in diesem Temperaturbereich um 2% bei Erhöhung um  $\Delta T = T_{\text{Bezug}}$ . In jenem Bereich, in dem die Temperatur  $T$  vom 6,5- fachen auf das

7,5- fache der Bezugstemperatur  $T_{\text{Bezug}}$  steigt, verringert sich die Eigenfrequenz  $f$  im Vergleich zur Bezugs- Eigenfrequenz  $f_{\text{Bezug}}$  nur noch um ca. 1%. Das bedeutet eine durchschnittliche Reduktion der Eigenfrequenz in diesem Temperaturbereich um 1% bei einer Erhöhung der Temperatur um  $\Delta T = T_{\text{Bezug}}$ . Zusammenfassend bedeutet das, dass der Einfluss der Temperatur auf die Steifigkeit des globalen Wickelkopfes im Bereich niedrigerer Temperaturen doppelt so groß ist, als im Bereich hoher Temperaturen. Der Einfluss der Temperatur auf das modale Wickelkopf- Schwingverhalten unterschiedlicher Maschinen wurde auch von Drubel et al. in [16] untersucht und ergab eine Minderung der Eigenfrequenz von bis zu 25 %.



**Abbildung 7-51 Berechnete Eigenfrequenz des Wickelkopfes in Abhängigkeit der Temperatur**

Diese Aussage kollidiert auf den ersten Blick mit der in Kapitel 5.2 gemessenen Abhängigkeit des Stab- E- Moduls von der Stab- Kerntemperatur. Gemäß Abbildung 5-6 sinkt der Stab- E- Modul innerhalb der Erwärmung von der Bezugstemperatur  $T_{\text{Bezug}}$  auf das 6,5- fache der Bezugstemperatur um nur 5%. Das bedeutet eine durchschnittliche Reduktion des Stab- E- Moduls von 0,9% bei einer Erhöhung der Temperatur um  $\Delta T = T_{\text{Bezug}}$ . Bei weiterer Erwärmung des Stabes auf das 7,25- fache der Bezugstemperatur verringert sich der E- Modul um weitere 7%, was eine durchschnittliche Reduktion des Stab- E- Moduls von 7% innerhalb einer Erhöhung der Temperatur um  $\Delta T = T_{\text{Bezug}}$  bedeutet. Der größte Steifigkeitsverlust des Stator Stabes findet im Bereich hoher Temperaturverhältnisse zwischen 7,25 und 7,5 statt. Hier ist mit einer durchschnittlichen Reduktion des E- Moduls von 14% bei einer Erhöhung der Temperatur um  $\Delta T = T_{\text{Bezug}}$  der größte Steifigkeitsverlust des Stabes zu finden. Die Antwort auf das Kollidieren der Ergebnisse der Messung des Stator Stabes auf der einen Seite und der numerischen FE- Berechnung des globalen Wickelkopfes unter Berücksichtigung der gemessenen Stabeigenschaften auf der anderen Seite, ist in den in Kapitel 7.3 durchgeführten Parameterstudien zu finden. Im Zuge der durchgeführten Parameterstudien wurde unter anderem der Einfluss des Elastizitätsmoduls in x- Richtung (Richtung der Stabachse) untersucht. Diese Untersuchung resultiert in der Erkenntnis, dass eine Variation des Elastizitätsmoduls in x- Richtung von 16% zu einer Verschiebung der globalen Wickelkopf-

Eigenfrequenzen um maximal 2,8% führt. Das strukturdynamische Wickelkopf- System reagiert nicht sehr sensibel auf die Veränderung des Stab- Elastizitätsmoduls. Des Weiteren zeigt die in Abbildung 7-42 dargestellte Parameterstudie einen erheblichen Einfluss diverser Versteifungsmaßnahmen auf das modale Schwingungsverhalten des Wickelkopfes. Diese Tatsache resultiert in einer starken Abhängigkeit des modalen Schwingungsverhaltens des Wickelkopfes vom Materialverhalten diverser Versteifungsbauteile wie z.B. dem Stirngewölbe, den Stützringen mit der thermohärtenden Filzschicht etc. Im Zuge von Druckversuchen an diesen Versteifungskomponenten wurde unter anderem auch deren Temperaturabhängigkeit ermittelt (vgl. Kapitel 5.2.2 und Kapitel 5.2.5). Diese Messungen zeigen, dass diese Bauteile schon bei 5- facher Bezugstemperatur  $T_{\text{Bezug}}$  bis zu zwei Drittel der Ausgangssteifigkeit bei Bezugstemperatur einbüßen. Damit lässt sich im niedrigeren Temperaturbereich das überproportionale Sinken der Eigenfrequenz erklären. Der Steifigkeitsverlust der Versteifungskomponenten bis zu einem Temperaturverhältnis von 5 verringert die globale Struktursteifigkeit schon bei niedrigen Temperaturen enorm, was ein überproportionales Sinken der Eigenfrequenzen bei niedrigeren Temperaturen zur Folge hat.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Dissertation wurde ein vollständig parametrisiertes FE- Tool zur Modellierung und Berechnung des Stator- Wickelkopfes entwickelt. Dieses FE- Tool ermöglicht anhand der CAD-Daten des Statorstabes und der Eingabe definierter Geometrieparameter die automatisierte Generierung eines vollständig strukturierten FE- Netzes des gesamten Stator- Wickelkopfes inklusive sämtlicher relevanter Versteifungsmaßnahmen. Das FE- Tool wurde vollständig parametrisiert, sodass es für die Berechnung von sowohl Turbo- als auch Hydrogeneratoren unterschiedlichster Bauformen und Leistungsbereiche einsetzbar ist. Es wurde diesbezüglich getestet und evaluiert. Die erforderlichen Materialparameter der Einzelkomponenten und Teilsysteme wurden für einen Turbogenerator messtechnisch ermittelt. Zur Ermittlung des Materialmodells der orthotropen Statorstäbe wurde ein analytisches Verfahren entwickelt, welches die Berechnung des erforderlichen Biege- Elastizitätsmoduls in Abhängigkeit der Anzahl der Teileiter und der Stab- Isolationsdicke erlaubt. Des Weiteren wurde eine Methode entwickelt, welche auf die Modellierung des Blechpakets verzichtet. Dabei wird die Anbindung des Wickelkopfes an das Blechpaket durch Feder- Elemente modelliert und die erforderlichen radialen und tangentialen Federsteifigkeiten systematisch ermittelt. Die numerische Qualität des parametrisiert-generierten FE- Netzes wurde mittels Netzkonvergenzstudien ermittelt. Die hohe Qualität des FE- Modells hinsichtlich Struktursteifigkeit und Systemmasse konnte anhand einer Gegenüberstellung der durchgeführten numerischen Modalanalyse am FE- Modell, mit einer experimentellen Modalanalyse am realen Wickelkopf gezeigt werden. Im FE- Tool wurde ein komplexer Algorithmus zur Nummerierung der Knoten entwickelt und integriert, der eine komfortable Schnittstelle zum elektromagnetischen Rechenmodell ermöglicht. Diese Schnittstelle zwischen der Elektromagnetik und der Strukturmechanik wurde definiert und im FE- Tool integriert. Sie ermöglicht das Aufprägen der Erregerkräfte elektromagnetischer Natur im mechanischen Modell. Somit ist das korrekte Aufprägen harmonischer bzw. transienter Kräfte im FE- Tool inkludiert, was die Basis für die Berechnung erzwungener Schwingungen darstellt. Im Zuge einer Messung wurden die Verformungen am Wickelkopf des betrachteten Turbogenerators sowohl im Dauerkurzschluss, als auch im Stoßkurzschluss gemessen. Diese Messungen dienten der Evaluierung des FE- Tools bei der Berechnung erzwungener Schwingungen. Dazu wurde ein Dauerkurzschluss und ein Stoßkurzschluss am FE- Modell simuliert. Die auftretenden elektromagnetischen Kräfte wurden von Dr. Stermecki am „Christian Doppler- Labor für Multiphysikalische Simulation, Berechnung und Auslegung von elektrischen Maschinen“ berechnet. Anhand dieser Kräfte konnte das harmonische und transiente Verhalten des Wickelkopfes im Dauerkurzschluss und im Stoßkurzschluss ermittelt werden. Die Verformungen der Messung und der FE- Rechnung wurden letztendlich gegenübergestellt und verglichen. Die äußerst gute Übereinstimmung weist auf die hohe Qualität des FE- Tools hin.

Aufgrund der vollständigen Parametrisierung des FE- Tools konnten diverse Parameterstudien durchgeführt werden. Die wichtigsten Erkenntnisse dieser Studien sollen hier kurz zusammengefasst werden:

Sowohl die Stütz- als auch die Distanzringe beeinflussen die Lage der Radialmoden des Wickelkopfes deutlich. Aus diesem Grunde darf auf die Modellierung dieser Versteifungskomponenten auf keinen Fall verzichtet werden. Es ist besonders darauf zu achten, dass die Anbindung der Ringe an die Stäbe

in tangentialer Richtung nicht zu steif gewählt wird. Dazu wurde eine Methode entwickelt, welche die Koppelung zwischen den Ringen und Stäben so realitätsnahe wie möglich abbildet.

Die Anbindung des Wickelkopfes an das Blechpaket hat erheblichen Einfluss auf die Lage der Torsionsmoden. Aus diesem Grunde ist die korrekte Ermittlung der Federsteifigkeiten im Nutendbereich von großer Bedeutung.

Des Weiteren wurde eine Sensitivitätsanalyse am globalen Wickelkopf hinsichtlich der Elastizitätskonstanten des Statorstabes durchgeführt. Der Einfluss des E- Moduls in Richtung der Stabachse ( $E_x$ ) ist geringer als erwartet. Bei Veränderung des  $E_x$  um rund  $\pm 15\%$  verschieben sich die Wickelkopf- Eigenfrequenzen um bis zu  $\pm 3\%$ . Der Einfluss des E- Moduls in y- und z- Richtung ist ebenso gering. Bei Veränderung des  $E_{y,z}$  um rund  $\pm 16\%$  verschiebt sich die globale Torsions- Eigenfrequenz um bis zu  $\pm 2\%$ . Der Schubmodul beeinflusst sowohl die Axial-, als auch die Radial- und Torsionsmoden gleichermaßen. Jedoch zeigt sich auch hier, dass sich bei Veränderung des Schubmoduls um  $\pm 43\%$  die Eigenfrequenzen um maximal  $4\%$  verändern.

Weiters wurde untersucht, ob die Stab- Elastizitätskonstanten für jede, zu berechnende Maschine eigens ermittelt werden müssen, oder ob die bereits ermittelten Materialkonstanten des betrachteten Turbogenerators auch für andere Maschinen herangezogen werden können. Der Einfluss des von Maschine zu Maschine unterschiedlichen Elastizitätsmoduls in Richtung der Stabachse ( $E_x$ ) auf die Lage der Eigenfrequenzen ist mit  $\pm 6\%$  nicht zu vernachlässigen. Aus diesem Grunde wird empfohlen, diese Materialkonstante für jede Maschine explizit zu bestimmen. Der Elastizitätsmodul in y- und z- Richtung, sowie der Schubmodul variiert von Maschine zu Maschine in kleinerem Ausmaß. Der Einfluss der Schwankung dieser Materialkonstanten auf die Lage der Eigenfrequenzen ist somit geringer, weshalb die ermittelten Werte des betrachteten Turbogenerators stellvertretend für alle anderen Maschinen herangezogen werden können.

Der Einfluss der Temperatur wurde ebenfalls evaluiert. Diesem ist besondere Aufmerksamkeit zu schenken, da einige Komponenten aus Materialien bestehen, welche stark temperaturabhängig sind. Dies zeichnet sich in einem signifikanten Abfall der Eigenfrequenzen mit steigender Temperatur ab. Des Weiteren haben die verringerten Steifigkeiten der Einzelkomponenten bei hohen Temperaturen im Falle erzwungener Schwingung (3-poliger Klemmenkurzschluss) einen enormen Einfluss auf die Größe der Verformung. So verringert sich z.B. die Verformung im 3-poligen Klemmenkurzschluss um rund  $40\%$ , verwendet man fälschlicherweise die Materialwerte für Raumtemperatur. Diese Untersuchungen zeigen, dass der Einfluss der Temperatur von enormer Bedeutung ist und nicht vernachlässigt werden darf.

Auf Basis des im Zuge dieser Dissertation entwickelten FE- Tools können in Zukunft neuartige Wickelkopf- Konzepte sehr schnell numerisch simuliert werden. Die Auswirkung von z.B. neuartigen Versteifungskonzepten auf das sowohl harmonische, als auch transiente Schwingungsverhalten im Betrieb und in diversen Störfällen, kann somit auf kostengünstigem Wege ermittelt werden. Des Weiteren ist das entwickelte FE- Tool beliebig erweiterbar. Somit kann es auch auf Generator- Konzepte der Zukunft angepasst werden. In naher Zukunft soll das mechanische Wickelkopfmodell mit einem FE- Modell des Blechpaketes kombiniert werden, sodass Blechpaketanregungen, welche in dieser Arbeit nicht berücksichtigt wurden, mit-untersucht werden können. Eine weitere Möglichkeit für die zukünftige Berücksichtigung der Anregung durch das Blechpaket besteht darin, diese in Form einer Fußpunkterregung in den Knoten der Federelemente aufzuprägen. Dazu müsste die Kraftanregung in den Knoten des Blechpaketes ermittelt und an den zugehörigen Knoten der Federelemente aufgebracht werden.

Diese Arbeit liefert somit einen Beitrag zu den immer höher werdenden industriellen Anforderungen an die Berechnung des Schwingungsverhaltens von Großgeneratoren.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] J. Giesecke und E. Mosonyi, *Wasserkraftanlagen, Planung, Bau und Betrieb*, Springer, 2009.
- [2] S. Exnowski, Transientes Verhalten des Wickelkopfes großer Turbogeneratoren bei unterschiedlichen Betriebszuständen, Dissertation an der TU- Dortmund: Dissertation, 2009.
- [3] D. Ban, D. Zarko und I. Mandic, „Turbogenerator End-Winding Leakage Inductance Calculation Using a 3-D Analytical Approach Based on the Solution of Neumann Integrals,“ *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Bd. 1, 2005.
- [4] K.-C. Kim, H.-W. Lee, Y.-D. Chun und J. Lee, „Analysis of Electromagnetic Force Distribution on End Winding for Motor Reliance,“ *IEEE Transaction on Magnetics*, Bd. 10, 10 Oktober 2005.
- [5] A. Stermecki, O. Biro, H. Lang, G. Ofner, K. Preis und S. Rainer, „Analysis of the Synchronous Generator End-Winding Deformation Using 3-D Time-Harmonic FEM,“ in s *International Conferenc on Electrical Machines*, ICEM, 2010.
- [6] A. Stermecki, O. Biro, G. Ofner und H. Lang, „Numerical Simulation of Electromagnetic Phenomena in Motor End-Regions,“ *e&i Journal*, Bd. 5, pp. 167-173, 2011.
- [7] A. Stermecki, O. Biro, K. Preis, S. Rainer und G. Ofner, „Numerical Analysis of Steady State Operation of Induction Motors by an Approximate Frequency Domain Technique,“ *e&i*, 2011.
- [8] R. Lin, A. N. Laiho, A. Haavisto und A. Arkkio, „End-Winding Vibrations Caused by Steady-State Magnetic Forces in an Induction Machine,“ *IEEE Transactions on Magnetics*, Bd. 7, Juli 2010.
- [9] H. Lang, A. Stermecki und B. Brandstätter, „Wickelkopfschwingungen bei 4- poligen Generatoren“.
- [10] A. Merkhouf, B. Boueri und H. Karmaker, „Generator End Winding Forces and Natural Frequency Analysis,“ in s *IEEE*, 2003.
- [11] W. Janßen und H. O. Seinish, „Zur Optimierung der Wickelkopfabsteifung von Hochspannungsmaschinen,“ *Archiv für Elektrotechnik* 73 (1990) 309-317, 1990.
- [12] I. Yoshihiko, T. Kazuhiko, Y. Yukihiro und W. Masahiro, *Vibration Analysis of Stator End Winding of Hydrogen- cooled Turbine Generator*, Haus der Technik, Essen: Turbogeneratoren in Kraftwerken, 2012.
- [13] K. Senske, „Vibrational Behaviour of the Turbogenerator Stator End Winding in Case of Electrical Failures,“ in s *CIGRE*, Yokohama, 1997.
- [14] F. Schönleitner, *Faserverbundwerkstoffe in Wickelköpfen*, Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz, 2010.

- [15] B. Schlegl, F. Schönleitner, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, Analytical determination of the orthotropic Material behavior of stator bars in the range of the end windings, PEMD Conference, 2012.
- [16] O. Drubel, S. Kulig und K. Senske, „End Winding deformations in different turbo generators during 3-phase short circuit and full load operation,“ *Electrical Engineering*, Bd. 82, pp. 145-152, 2000.
- [17] M. Humer, „Untersuchung von Wickelkopfschwingungen im Nennbetrieb und im Störfall,“ in *s ETG Fachbericht 113 - Elektrisch-mechanische Antriebssysteme*, Böblingen, 2008.
- [18] A. Grüning, Elektromechanisches Verhalten von Ständerwickelköpfen großer Turbogeneratoren bei stationärem Betrieb und elektrischen Störungen, Dissertation an der Universität Dortmund, 2006.
- [19] S. Narayanan, K. Dutt, A. Pramanik und S. Bhave, „Torsion and free vibration characteristics of turbogenerator end windings,“ *Journal of Sound and Vibration*, pp. 193-204, 1992.
- [20] G. Müller und B. Ponick, Grundlagen elektrischer Maschinen, WILEY-VCH, 2006.
- [21] B. Schlegl, Konzeptstudie eines neuen Rotordesigns bei Hydrogeneratoren, Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz, 2010.
- [22] W. Weißgerber, Elektrotechnik für Ingenieure 1, Vieweg, 2007.
- [23] C. Scheinecker, Entwicklung eines parametrisierten Berechnungstools zur Untersuchung von Wickelkopfschwingungen bei Hydrogeneratoren, Diplomarbeit an der TU Graz, 2012.
- [24] T. Brügger, Einfluss starker Lastwechseldynamik auf das Alterungsverhalten der Isolierung großer Hydrogeneratoren, Dissertation an der ETH Zürich, 2011.
- [25] F. Rammerstorfer, Einführung in die Finite Elemente Methode, Skriptum der TU WIEN, 2010.
- [26] G. Müller und C. Groth, FEM für Praktiker - Band 1: Grundlagen, Expert Verlag, 2007.
- [27] CADFEM, „Modal Based Linear Dynamics,“ 2011.
- [28] B. Weilharter, O. Biro, H. Lang und S. Rainer, „Computation of the noise radiation of an induction machine using 3D FEM/BEM,“ *COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronical Engineering*, Bd. 30, Nr. 6, pp. 1737-1750, 2011.
- [29] A. Marn, *Skriptum zum Selbststudium- TU Graz*, 2011.
- [30] Weigel und Olsen, „Schwingungsdiagnostik an Generatorständern,“ W&O Seminare, 2010.
- [31] R. Gasch und K. Knothe, *Strukturmechanik Band 1*, Berlin: Springer Verlag, 1987.
- [32] H. Jericha, *Maschinendynamik*, Vorlesungsskriptum an der Fakultät für Maschinenbau der TU

Graz, 2002.

- [33] R. Ahrens, Seminar Schwingungsdämpfung VDI- Nürnberg, 2011.
- [34] H. Schürmann, Konstruieren mit Faser- Kunststoff- Verbunden, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-72189-5, 2005.
- [35] H. Frohne und E. Ueckert, Elektrische und magnetische Felder, Hannover: Teubner Stuttgart, 1989.
- [36] B. Schlegl, F. Schönleitner, A. Marn, F. Neumayer und F. Heitmeir, Analytical determination of the orthotropic Material behavior of stator bars in the range of the end windings and determination of the material characteristics of the orthotropic composite space brackets via experimental modal analysis and FE- calculation, Marseille: International Conference on Electrical Machines, 2012.
- [37] R. Blevins , Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1979.
- [38] ANDRITZ HYDRO GmbH, *Interne Schulungsunterlagen Wasserkraft - Generatoren*, 2011.
- [39] L. Nasdala, FEM Formelsammlung Statik und Dynamik, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [40] B. Schlegl, C. Scheinecker, A. Marn, F. Neumayer, M. Himmelreich und F. Heitmeir, Development of a full parameterized FE-modeling tool for efficient vibration investigations on end windings of Turbo- and Hydro- Generators, Marseille: International Conference on Electrical Machines, 2012.
- [41] A. Stermecki, „Interner Bericht: Berechnung von Dr. Stermecki, Christian Doppler Laboratory for Multiphysical Simulation, Analysis and Design of Electrical Machines,“ Graz, 2011.
- [42] R. Sewak, R. Ranjan und A. Rao, Intricate Aspects Of Turbogenerator Endwinding Vibrations Monitoring Based on Data Analysis, Beking: International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis, 2008.
- [43] U. Stelzmann, C. Groth und G. Müller, FEM für Praktiker - Band 2: Strukturdynamik, Expert Verlag, 2008.
- [44] G. Khan, „Calculation of forces and stresses on Generator End Windings,“ *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Bd. 4, 1989.

## 10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3-1 Einteilung der Generatoren (Nomenklatur entsprechend ANDRITZ HYDRO) [21] .....	7
Abbildung 3-2 a) Vollpolmaschine, b) Schenkelpolmaschine [21] .....	8
Abbildung 3-3 Aufbau eines Synchrongenerators (Vollpolmaschine) .....	9
Abbildung 3-4 Aufbau des Stator- Wickelkopfes.....	10
Abbildung 3-5 Netzmodell- Elektrische Störfälle [17] .....	11
Abbildung 3-6 Reibstaubbildung, hervorgerufen durch erhöhte Schwingungsamplituden.....	12
Abbildung 3-7 Riss in der Isolation .....	12
Abbildung 4-1 Einmassenschwinger .....	14
Abbildung 4-2 Eindimensionales Stabelement .....	14
Abbildung 4-3 Verschiebung und Kraftwirkung.....	15
Abbildung 4-4 Verknüpfung der Elemente und Matrizen .....	17
Abbildung 4-5 Messaufbau eines Bump Tests an einem Stator Stab [14].....	20
Abbildung 4-6 Approximation der Rayleigh- Dämpfungsfaktoren [27] .....	24
Abbildung 4-7 Schematischer Aufbau des Stator Stabes [14], [15] .....	25
Abbildung 4-8 a) Normal und Schubspannung an einem unidirektionalen Volumenelement; b) transversale Isotropie – Schnittebenen zur isotropen Ebene [34].....	26
Abbildung 4-9 a) Bewegter Leiter im Magnetfeld, b) Betrag und Richtung der Lorentzkraft auf Ladungen [22] .....	28
Abbildung 5-1 Aufbau des Stator- Wickelkopfes.....	31
Abbildung 5-2 Vereinfachtes Modell für die Berechnung des Biege- E- Moduls [15].....	32
Abbildung 5-3 Übergang reale Struktur- verschmiertes Modell.....	32
Abbildung 5-4 Experimentelle Modalanalyse am aufgeheizten Stator Stab .....	34
Abbildung 5-5 Weiche Lagerung des Stabes via Schaumstoffrolle.....	34
Abbildung 5-6 Abhängigkeit des Stab- Elastizitätsmoduls von der Stab- Kerntemperatur.....	35
Abbildung 5-7 a) Wickelkopf- Nutendbereich, b) Schematische Darstellung der Einspannsituation [38].....	37
Abbildung 5-8 a) Reale Einspannsituation mit Nutseitenfeder, b) Modellierung der Einspannung mit Federn – FE- Test Modell.....	38
Abbildung 5-9 Frequenzabhängigkeit des Stabes in Abhängigkeit der Anzahl der gebetteten Elemente.....	39
Abbildung 5-10 a) Versuch der experimentellen Modalanalyse, b) FE- Ersatz- Modell.....	40
Abbildung 5-11 Frequenzspektrum (0-100 Hz).....	40
Abbildung 5-12 Definition der Schwingungsrichtung.....	41
Abbildung 5-13 a) Interpolierte Fläche einer Frequenz aus numerischer Parameterstudie; b) Schnitt der interpolierten Fläche mit der gemessenen Soll- Frequenz (rote Fläche).....	42
Abbildung 5-14 Interpolierte Flächen und Schnittkonturen zweier Eigenfrequenzen.....	43
Abbildung 5-15 Abhängigkeit der ersten a) und fünften b) Eigenfrequenz von der Einspannlänge .....	44
Abbildung 5-16 a) Stirngewölbe eines Turbogenerators b) Kappenmodell.....	45
Abbildung 5-17 Druckversuch am Kappenmodell.....	46
Abbildung 5-18 Kraft- Weg- Diagramm aus dem Druckversuch bei Bezugstemperatur .....	46
Abbildung 5-19 Bandagierter Stützring und Wicklungsschild- Dichtring .....	48
Abbildung 5-20 Distanzring mit Filzschicht in einem Turbogenerator .....	48
Abbildung 5-21 Schema der experimentellen Modalanalyse an den Ringen.....	49
Abbildung 5-22 Frequenzspektrum des Radial- Aufnehmers auf 1 Uhr.....	49
Abbildung 5-23 Eigenformen der Biegemoden $i=2$ bis $i=4$ in Ringebene sowie Radialmode $i=0$ (Messwerte) .....	50

Abbildung 5-24 Ersatzquerschnitt des Ringes mit Koordinatensystem .....	51
Abbildung 5-25 E-Modul der thermohärtenden Filzschicht bei 22°C und 105°C.....	52
Abbildung 5-26 Distanzstücke [36] .....	53
Abbildung 5-27 Prüfstand zur Ermittlung der Materialparameter der Distanzstücke [36] .....	54
Abbildung 5-28 FE- Modell des Prüfstandes [36] .....	54
Abbildung 5-29 Schematische Darstellung der Prüfstands- Konfigurationen .....	55
Abbildung 5-30 Frequenzspektrum der experimentellen Modalanalyse 0-500Hz [36].....	55
Abbildung 5-31 Gleichphasige Mode des FE- Modells [36] .....	56
Abbildung 5-32 Gegenphasige Mode des FE- Modells [36] .....	56
Abbildung 6-1 Elementkoordinatensystem eines Elementes vom Typ Solid45 .....	59
Abbildung 6-2 Ausrichtung des Stabes im Koordinatensystem in der x-y- Ebene [23].....	60
Abbildung 6-3 Ausrichtung des Stabes im Koordinatensystem in der z-y- Ebene [23].....	60
Abbildung 6-4 Aufbereitung der Stabgeometrie .....	61
Abbildung 6-5 Netzkonvergenzstudie am Statorstab eines Turbogenerators [14].....	62
Abbildung 6-6 Simulation einer unendlich steifen Einspannung.....	62
Abbildung 6-7 Abhängigkeit der ersten Eigenfrequenz des Stator Stabes von der Anzahl der Elemente entlang der Stabachse bei 4 Elementen im Querschnitt.....	63
Abbildung 6-8 Verschiebung der Knoten in die Eckpunkte der Außenisolation .....	64
Abbildung 6-9 Erzeugen der Knoten entlang der Kupfer- Konturlinien.....	65
Abbildung 6-10 Vernetzter Oberstab .....	66
Abbildung 6-11 FE- Netz Ober und Unterstab.....	66
Abbildung 6-12 Zusätzliche Elemente und Federbettung im Nutbereich des Stators [23].....	67
Abbildung 6-13 Kupferlaschen an einem Turbogenerator .....	68
Abbildung 6-14 Kupferlaschen – Parameter [23] .....	68
Abbildung 6-15 FE- Netz der Kupferlaschen.....	69
Abbildung 6-16 Grundgerüst Wickelkopf bestehend aus Stäben, Nutendbereich und Kupferlaschen .....	70
Abbildung 6-17 Modellierung des Stirngewölbes.....	71
Abbildung 6-18 Stützringe.....	72
Abbildung 6-19 a) Aktueller, generierter Ring b) optimaler Ring .....	73
Abbildung 6-20 Acht- knotige Mode in Abhängigkeit der Anzahl von Elementen in radialer Richtung .....	74
Abbildung 6-21 Koppelung der Knoten von Filzschicht und Stab .....	75
Abbildung 6-22 Erforderliche Geometrieparameter zur Modellierung der Stützringe [23].....	76
Abbildung 6-23 Modellierung Wicklungsschild- Dichtring .....	77
Abbildung 6-24 Erforderliche Geometrieparameter zur Modellierung der Distanzringe [23].....	78
Abbildung 6-25 Modellierung der Distanzstücke [23].....	79
Abbildung 6-26 Modellierung der Stützkonsolen .....	80
Abbildung 7-1 FE- berechnete Moden a) 4- knotige Radialmode, b) 6- knotige Radialmode, c) Axialmode, d) Torsionsmode [40].....	82
Abbildung 7-2 Einfluss der Lehr'schen Dämpfung auf die Eigenfrequenz [27].....	83
Abbildung 7-3 a) Experimentelle Modalanalyse: Messebenen im Wickelkopfbereich, b) Foto der montierten Sensoren in Ebene N und M .....	84
Abbildung 7-4 Gemessene Moden a) 4- knotige Radialmode, b) 6- knotige Radialmode, c) Axialmode, d) Torsionsmode, [40].....	84
Abbildung 7-5 4-Knoten Radialmode bei 52,2 Hz.....	87
Abbildung 7-6 6- Knoten Radialmode bei 56,2 Hz.....	87
Abbildung 7-7 8- Knoten Radialmode bei 61,5 Hz.....	88
Abbildung 7-8 10- Knoten Radialmode bei 67,9 Hz.....	88

Abbildung 7-9 Positionierung der Beschleunigungsgeber am Wickelkopf- Ansicht von vorne.....	90
Abbildung 7-10 Schematische Darstellung des elektrischen und mechanischen Workflows.....	91
Abbildung 7-11 360° FE-Modell der Wicklung.....	92
Abbildung 7-12 a) Originales FE- Netz einer nicht durchgehenden Leiterschleife, b) angepasste FE- Netz einer durchgehenden Leiterschleife.....	93
Abbildung 7-13 Elektromagnetisch erweitertes FE- Modell [41].....	93
Abbildung 7-14 Detaillierte Darstellung des erweiterten elektrischen FE- Modells [41].....	94
Abbildung 7-15 Mechanischer Workflow.....	95
Abbildung 7-16 Aufgeprägte Kräfte an einem Oberstab.....	96
Abbildung 7-17 Kraftverteilung im Stirnbereich des Wickelkopfes [41].....	97
Abbildung 7-18 Kraftverteilung entlang einer Leiterschleife im Bereich des Wickelkopfes [41].....	97
Abbildung 7-19 FE- Antwortspektrum der harmonischen Analyse im Stirnbereich (Knoten 111080) in radialer Richtung.....	100
Abbildung 7-20 Orientierung der Beschleunigungsaufnehmer aus axialer Blickrichtung.....	101
Abbildung 7-21 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (radial) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001.....	102
Abbildung 7-22 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (tangential) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001.....	102
Abbildung 7-23 Gemessenes Peak-to-peak- Zeitsignal (axial) des Dauerkurzschlusslaufes: fiberoptischer Beschleunigungsgeber FOA001.....	102
Abbildung 7-24 Rotierende Schwingungsform bei harmonischer Anregung mit 100 Hz.....	104
Abbildung 7-25 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse.....	105
Abbildung 7-26 FE- berechnetes Antwortspektrum der harmonischen Analyse im Bereich des zweiten Stützrings in radialer Richtung.....	106
Abbildung 7-27 Radiale Amplitudenverläufe über dem Umfang.....	107
Abbildung 7-28 Überlagerung zweier harmonischer Signale.....	107
Abbildung 7-29 Räumliche FFT – Analyse – Ordnung der Moden.....	108
Abbildung 7-30 Schematische Darstellung der Moden a) zweiter und b) vierter Ordnung.....	109
Abbildung 7-31 Gemessene Ströme in den Phasen nach einem Kurzschluss.....	110
Abbildung 7-32 Gemessene Ströme in den Phasen nach einem Kurzschluss im Zeitbereich von 0,25 Sekunden.....	110
Abbildung 7-33 FE- berechnete transiente Verformung am Knoten 1080 im Stirnbereich bei Betriebstemperatur.....	112
Abbildung 7-34 FE- berechnete transiente Verformung am Knoten 1080 im Stirnbereich bei Raumtemperatur.....	113
Abbildung 7-35 Zeitsignal der Messung, Verformung (rot) Beschleunigung (blau).....	114
Abbildung 7-36 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0104s.....	115
Abbildung 7-37 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0216s.....	115
Abbildung 7-38 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0424s.....	115
Abbildung 7-39 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0632s.....	116
Abbildung 7-40 Ergebnis der räumlichen FFT- Analyse zum Zeitpunkt t=0,0824s.....	116
Abbildung 7-41 Komponenten zur Versteifung des Wickelkopfes.....	117
Abbildung 7-42 Einfluss verschiedener Versteifungsmaßnahmen auf das modale Schwingungsverhalten des Wickelkopfes.....	118
Abbildung 7-43 Netz- Konvergenzstudie.....	119
Abbildung 7-44 Einfluss der tangentialen Federsteifigkeit im Nutendbereich auf ausgewählte Moden [40].....	120

Abbildung 7-45 Einfluss der radialen Federsteifigkeit im Nutendbereich auf ausgewählte Moden .....	121
Abbildung 7-46 Einfluss des Elastizitätsmoduls in x Richtung auf die Lage der Moden [40] .....	122
Abbildung 7-47 Einfluss des Elastizitätsmoduls in y- und z- Richtung auf die Lage der Moden [40] .....	123
Abbildung 7-48 Einfluss des Schubmoduls auf die Lage der Moden [40] .....	123
Abbildung 7-49 Lage der Wickelkopf- Moden in Abhängigkeit des Schubmoduls der Filzschicht.....	125
Abbildung 7-50 Einfluss des Elastizitätsmoduls der Filzschicht auf die Lage der Wickelkopf- Moden.....	126
Abbildung 7-51 Berechnete Eigenfrequenz des Wickelkopfes in Abhängigkeit der Temperatur.....	127

## 11 Tabellenverzeichnis

Tabelle I Charakterisierung der Schwingungsformen .....	41
Tabelle II E-Modul des Stirngewölbes bei Bezugstemperatur und 6-facher Bezugstemperatur.....	47
Tabelle III Berechnete E- Module .....	51
Tabelle IV Ergebnis der experimentellen Modalanalyse [36] .....	56
Tabelle V E- Modul und Schubmodul via numerischer und experimenteller Modalanalyse [36] .....	57
Tabelle VI Definition der Materialeigenschaften .....	59
Tabelle VII Ergebnisse der Konvergenzstudie an einem Stützring .....	73
Tabelle VIII Abweichungsanalyse der Eigenfrequenzen - FE- Rechnung / Messung.....	85
Tabelle IX Ergebnisse der numerischen Modalanalyse an einer 10- poligen Maschine [23] .....	86
Tabelle X Ergebnis der Evaluierung Messung – FE- Berechnung.....	103