

Dipl.-Ing. Fabian Grasse

**Beitrag zur Untersuchung
des Betriebsfestigkeitsverhaltens von
Rotorblättern für Windenergieanlagen
im verkleinerten Maßstab**

Die vorliegende Arbeit entstand an der BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung.

Impressum

**Beitrag zur Untersuchung des
Betriebsfestigkeitsverhaltens von
Rotorblättern für Windenergieanlagen
im verkleinerten Maßstab**

2014

Herausgeber:

BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung

Unter den Eichen 87

12205 Berlin

Telefon: +49 30 8104-0

Telefax: +49 30 8112029

E-Mail: info@bam.de

Internet: www.bam.de

Copyright © 2014 by

BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung

Layout: BAM-Referat Z.8

ISSN 1613-4249

ISBN 978-3-9815944-5-4

Beitrag zur Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens von Rotorblättern für Windenergieanlagen im verkleinerten Maßstab

von Diplom-Ingenieur
Fabian Grasse
aus Berlin

Der Fakultät III - Prozeßwissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
-Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Vorsitzende: Prof. Dr.-Ing. Claudia Fleck
1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Manfred Wagner
2. Gutachter: Dr.-Ing. Volker Trappe

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 24.10.2013

Berlin 2014

D 83

“Wer nicht an Wunder glaubt, der ist kein Realist.”
David Ben Gurion (1886 - 1973)

Zusammenfassung

Die größten Rotorblätter von Windenergieanlagen erreichen heutzutage Längen von über 75 m. Die Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Rotorblättern im Original-Maßstab ist aufwendig hinsichtlich der Größe der Bauteile und der komplexen Lastsituation. Für die Zulassung werden in der Regel nur statische Sicherheitsnachweise gefordert, dynamische Untersuchungen am Gesamtbauteil sind hingegen nicht erforderlich. Aus diesem Grund wurde ein Stellvertreter-Prüfstand zur Untersuchung von Rotorblättern im verkleinerten Maßstab entwickelt. Darüber hinaus erfolgte durch systematische Dauerschwingversuche die Validierung und Bewertung eines Condition Monitoring Systems.

Für die Berechnung eines Versuchsrotorblattes werden die äußeren auf das Blatt wirkenden Lasten unter Berücksichtigung des Eigengewichts und der aerodynamischen Umströmung analysiert. Die Ergebnisse belegen eine dominierende Belastung in Schlaglast-Richtung und eine deutlich geringere Belastung in Schwenklast-Richtung. Auf den Lastannahmen basierend erfolgt die Bestimmung des inneren Spannungs- und Verzerrungszustandes für die einzelnen Strukturbauteile, wobei als Grundlage die Geometriedaten, die Materialdaten und der Laminataufbau des Originalrotorblattes herangezogen werden. Für den Aufbau des Versuchsrotorblattes kommen ausschließlich Original-Halbzeuge zum Einsatz.

Die durch den Prüfstand in das Versuchsrotorblatt eingeleiteten Lasten werden derart dimensioniert, daß sich der erforderliche Spannungs- und Verzerrungszustand im Laminat einstellt. Der innere Aufbau des Versuchsrotorblattes mit zwei Stegen und vier Gurten entspricht dem des Originalrotorblattes. Die Lasteinleitung in das Versuchsrotorblatt erfolgt simultan und unabhängig für die Schlaglast- und Schwenklast-Richtung. Der Biegemomentenverlauf des Originalrotorblattes wird bei Einleitung von jeweils drei Einzellasten pro Lastrichtung in Kombination mit der Erzeugung eines freien Momentes zur Erzeugung eines Sprungs im Querkraftverlauf sehr gut nachgebildet. Für die Realisierung eines Condition Monitoring Systems werden FBG-Sensoren verwendet, da sowohl die Möglichkeit zur Strukturintegration mit nur minimal-invasiven Störstellen als auch eine einfache Verlegung mit einer Vielzahl an FBG-Sensoren in einer einzelnen Sensorfaser gegeben ist. Die im Vergleich zu FBG-Patches durchgeführten Dauerfestigkeitsuntersuchungen belegen für die strukturintegrierten Sensoren eine signifikant höhere Lebensdauer.

Die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen werden sowohl als Einstufenversuche bei Nennlast und 50a-Böenlast als auch in Lastkollektivanregung bei unabhängiger Regelung der Schlag- und Schwenklast durchgeführt. Zusätzlich erfolgt mehrfach eine Modalanalyse bei frei aufgehängtem Versuchsrotorblatt in verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms. Da bei Einstufenbelastung mit 50a-Böenlast auf natürliche Weise keine sichtbaren Schäden entstanden sind, werden künstliche Bauteilschäden in Form eines Längsrisses an der Blatthinterkante und eines Querrisses zwischen den lasttragenden Gurten eingebracht. Diese Schäden verursachen bei 50a-Böenlast lokale Dehnungsüberhöhungen, die mit dem gewählten Condition Monitoring System gut detektierbar sind. Die lokal begrenzte Dehnungszunahme korreliert sehr gut mit den Ergebnissen der FEM-Berechnungen des Versuchsrotorblattes. Der Vergleich der berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen weist eine hohe Übereinstimmung auf. Bei der Eigenfrequenzanalyse macht sich die Verringerung der Steifigkeit aufgrund des Querrisses in der Blattschale durch eine signifikante Verringerung der Eigenfrequenzen bemerkbar. Für einen Vergleich der numerisch berechneten und mittels Geophonen gemessenen Eigenformen wird das MAC-Kriterium herangezogen, welches für die ersten Eigenformen sowohl des ungeschädigten als auch des geschädigten Versuchsrotorblattes sehr gute Übereinstimmungen belegt.

Abstract

Today's largest class wind turbine rotor blades reach a length of more than 75 m. Testing fatigue strengths on full scale parts is difficult due to the dimensions of the parts and due to the complex load situations. For certification, only a quasi static strength test to a certain load limit or to the final failure is required. The in-service strength is only accounted by calculations. For this reason, a test rig for conducting load tests on rotor blades with reduced dimensions was developed. Systematic fatigue tests for the validation and evaluation of a condition monitoring system were performed additionally.

The loads for the test rotor blade are calculated based on manufacturer's data considering the tare mass of the blade and aerodynamic flow around the blade tip. The results indicate a dominant strain in flatwise load direction and a significantly lower strain level in edgewise load direction. The determination of the inner stress and strain conditions for each structural component is based on the design loads considering the geometry, material data and the laminate structure of the original rotor blade. The inner structure is designed according to the original blade with a reduced number of layers using the original semi finished materials.

The induced loads are dimensioned to realise the required inner stress and strain conditions in the laminate of the test rotor blade. The internal structure consisting of two webs and four straps corresponds to the original rotor blade. The test rig allows inducing flatwise and edgewise loads simultaneously and forced vibrations independently in two axis on the test rotor blade. The bending moment of the original rotor blade is reproduced sufficiently with three discrete forces in each flatwise and edgewise direction in combination with a free moment to create a jump in the shear force curve. FBG sensors are appropriate to realise a condition monitoring system due to the minimally invasive application and the simple installation with a variety of FBG sensors in a single sensor fiber. In comparison to FBG patches the structure-integrated sensors show a significantly longer service life.

The in-service strength tests are carried out both as single step fatigue tests for nominal load and 50 year gust load and for load spectrum tests by independent control of flatwise and edgewise loads. In addition, the analysis of the eigenfrequencies is performed several times at various stages of the test program. Visible damages did not occur naturally at 50 year gust load. Therefore, artificial damages were implemented (disjuncture of the bonding of the trailing edge and transverse crack in the blade shell between the front and rear strap). These damages cause local strain increases at 50 year gust load that are well detectable with the chosen condition monitoring system. The locally limited strain increase correlates very well with the results of FEM calculations of the scale-reduced rotor blade. The comparison of the calculated and measured eigenfrequencies shows a good correlation. The analysis of the eigenfrequencies shows the reduction in stiffness due to the transverse crack in the blade shell by a significant reduction in the eigenfrequencies. For a comparison of the numerically calculated and measured eigenmodes (geophone sensors) the MAC criterion is used. This shows a very good agreement for the first eigenmodes of the undamaged and the damaged test rotor blade.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der BAM Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung im Rahmen des Forschungsvorhabens IMO-WIND („Integrales Monitoring- und Bewertungssystem für Offshore-Windenergieanlagen“) des Förderprogramms InnoNet des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie.

An erster Stelle möchte ich von Herzen meiner Familie und im besonderen meinen Eltern danken. Sie haben mir das Studium des Maschinenbaus ermöglicht und mich mit Ihrem gleichermaßen unermüdlichen wie großartigen Engagement immer unterstützt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Volker Trappe, der mich an der BAM fachlich betreut hat und mir das Wesen der Betriebsfestigkeit von faserverstärkten Kunststoffen nähergebracht hat. Ohne seine Ideen und Impulse wäre die Entstehung dieser Dissertation nicht möglich gewesen. Ein weiterer herzlicher Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Hans-Volker Rudolph, der mich für das Forschungsvorhaben IMO-WIND eingestellt hat. Durch seine Sicht auf das Besondere und die stets offene Tür hat er meine ersten Berufsjahre entscheidend geprägt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Wagner möchte ich für die Begutachtung der Arbeit danken. Am Institut für Polymertechnik und Polymerphysik der TU Berlin habe ich bereits meine Diplomarbeit angefertigt, so daß es mir eine besondere Freude war, an diesem Institut auch meine Dissertation einzureichen. Frau Prof. Dr.-Ing. Claudia Fleck danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und die sehr freundliche Leitung der wissenschaftlichen Aussprache.

Vielen Mitarbeitern der BAM bin ich zu großem Dank verpflichtet. Insbesondere Herr Dr.-Ing. Christian Marotzke und die Mitarbeiter des Fachbereichs 5.3 haben mich bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen großartig unterstützt. Besonders hervorheben möchte ich dabei Herrn Dipl.-Ing. (FH) Stefan Hickmann und Frau Dipl.-Ing. Karoline Metzkes, mit denen ich tagtäglich am runden Besprechungstisch diskutiert habe. Mein Dank gilt ebenso den am Aufbau des Rotorblatt-Prüfstandes beteiligten Mitarbeitern des Fachbereichs 7.2 unter Leitung von Herrn Dr.-Ing. Werner Rücker. Insbesondere Herrn Dr. sc. ETH Zürich Sebastian Thöns danke ich herzlich für die Unterstützung bei der Modellierung des Versuchsrotorblattes und die Freundschaft. Darüber hinaus danke ich Herrn Dr.-Ing. Ricardo Basan für die großartige Unterstützung bei der Dimensionierung des Versuchsrotorblattes und die vielen fachlichen und auch fachfremden Gespräche.

Weiterhin möchte ich den vielen studentischen Mitarbeitern danken, die ich während meiner Tätigkeit bei der BAM betreut habe und die ebenfalls nicht unerheblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. In besonderer Erinnerung bleiben mir dabei Herr cand.-ing. Andre Petzer, Herr Johannes Döhnert, Frau Dipl.-Ing. (FH) Nadine Kusche, Frau Dipl.-Ing. Birthe Grzemba, Herr Dipl.-Ing. Nikolay Altanov, Herr cand.-ing. Martin Sowada, Herr Dipl.-Ing. Cedric Ndongo sowie Herr Dipl.-Ing. Hans-Peter Ortwein.

Zu sehr großem Dank bin ich meinem langjährigen und sehr guten Freund, Herrn Dipl.-Ing. Malte Zur, verpflichtet. Seit dem ersten Semester des Maschinenbaustudiums gehen wir einen gemeinsamen Weg, und es war nicht zuletzt seine Idee, sich an der BAM zu bewerben.

Berlin, im Dezember 2013

Fabian Grasse

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Stand der Technik	2
1.2	Zielsetzung	9
2	Stellvertreter-Prüfstand für Rotorblätter	13
2.1	Lastannahmen für das Originalrotorblatt	13
2.2	Betrachtung der Lastsituation am Rotorblatt	20
2.3	Strukturmechanisches Modell des Versuchsrotorblattes	21
2.3.1	Definition der Schnittlasten	22
2.3.2	Laminataufbau	27
2.3.3	Kerndicken des Sandwich-Aufbaus	30
2.3.4	Anfertigung des Versuchsrotorblattes	31
2.4	Beschreibung des Rotorblatt-Prüfstandes	34
2.4.1	Lasteinleitung	34
2.4.2	Prinzip der kinematischen Umkehr	37
2.4.3	Messtechnik des Prüfstandes	37
2.4.4	Sicherheitskonzept	38
2.4.5	Gesamtübersicht des Prüfstandes	40
3	Faserbragg-Sensorik zur Zustandsüberwachung	45
3.1	Grundlagen der Faserbragg-Sensorik	45
3.1.1	Funktionaler Aufbau	45
3.1.2	Physikalisches Meßprinzip	46
3.1.3	Applikationsverfahren	47
3.2	Experimentelle Untersuchungen zum Applikationsverfahren	49
3.2.1	Druckfestigkeitsuntersuchungen	50
3.2.2	Dauerfestigkeitsuntersuchungen mit FBG-Patches und strukturintegrierten FBG-Fasern	52
3.2.3	Temperaturkompensation	57
3.3	Applikation im Original- und Versuchsrotorblatt	59
3.3.1	Applikation im Originalbauteil	59
3.3.2	Applikation im Versuchsrotorblatt	61
4	FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes	65
4.1	Einführung und Grundlagen der Finite-Elemente-Methode	65
4.2	Modellierung des Versuchsrotorblattes	67
4.3	Einbringung realitätsnaher Bauteilschäden	69
4.3.1	Delamination der Blatthinterkante	69
4.3.2	Querriß in der Blattschale	70
4.4	Numerische Modalanalyse	70
4.5	Statische Analyse	78
5	Experimentelle Untersuchungen am Versuchsrotorblatt	83
5.1	Übersicht der Versuche	83

5.2	Erstellung eines repräsentativen Lastkollektivs	83
5.3	Einstufenversuche	85
5.3.1	Einstufenversuche mit Nennlast	85
5.3.2	Einstufenversuche mit 50a-Böenlast	87
5.4	Mehrstufenversuche mit Lastkollektiv	90
5.5	Experimentelle Modalanalyse	90
5.5.1	Grundlagen zum Meßverfahren	90
5.5.2	Meßplan der Geophone	92
5.5.3	Messergebnisse der Eigenfrequenzanalyse	93
5.5.4	Messergebnisse der Eigenformanalyse	95
6	Diskussion der Ergebnisse	97
6.1	Dehnungsmessungen am Originalrotorblatt	97
6.2	Möglichkeiten der Schadensidentifikation	100
6.2.1	Analyse der Dehnungsmessungen	100
6.2.2	FFT bei Lastkollektiv-Anregung	101
6.2.3	Eigenfrequenzverschiebungen	102
6.2.4	Identifikation der Lastanteile der Lastrichtungen	105
7	Ausblick	109
8	Zusammenfassung	111
	Literaturverzeichnis	115
	Anhang	121
A	Fertigungsplan des Versuchsrotorblattes	121
B	Darstellung der numerisch berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes	128
C	Darstellung der gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes	134

Nomenklatur

Abkürzungen

BA	Blattanschluß
BAM	Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung
CFK	Kohlenstoffaserverstärkter Kunststoff
CMS	Condition Monitoring System
DeWI	Deutsches Windenergie Institut
DIBt	Deutsches Institut für Bautechnik
DMS	Dehnungsmeßstreifen
DS	Druckseite
EP-Harz	Epoxidharz
FBG	Faser Bragg Gitter
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast-FOURIER-Transformation
FVW	Faserverbundwerkstoff
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
GL	Germanischer Lloyd
HK	Hinterkante
IEC	International Electrotechnical Commission
KLT	Klassische Laminattheorie
KMD	Kraftmeßdose
KS	Koppelstange
LL	Lochleibung
LW	Lastwechsel
LWL	Lichtwellenleiter
MAC	Modal Assurance Criterion
PVC	Polyvinylchlorid
RTM	Resin Transfer Moulding
SS	Saugseite
UD	Unidirektional
VK	Vorderkante
WEA	Windenergieanlage

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeausdehnungskoeffizient
α_A	Anstellwinkel des Rotorblattprofils
Δ	Differenz
ϵ	Dehnung
λ	Wellenlänge
μ	Flächengewicht
ν	Poissonzahl
Ω	Rotationsgeschwindigkeit des Rotorblattes

ω	Kreisfrequenz
ϕ	Faservolumengehalt
Π	Potential
ψ	Fasermassengehalt
σ	Spannung
φ	Pitchwinkel des Rotorblattes

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche
A, B	Kopplungspunkte der Lasteinleitungsgestelle
$a...d$	Längen der Hebelarme der Lasteinleitungsgestelle
c	Schnittmomentfaktor
c_A	Auftriebsbeiwert
c_M	Momentenbeiwert
D	Durchmesser
d	Profildicke
F	Kraft
f	Frequenz
h	Probekörperdicke
I	Flächenträgheitsmoment
k	Faktor
L	Abstand der äußeren Lager in der 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung
L	Gesamtlänge des Rotorblattes
l	Profiltiefe
M	Moment
n	Anzahl der Querkraftbolzen
$n_0...n_3$	Brechzahlen
p	photoelastische Konstante
Q	Querkraft
R	Radius
s	Durchbiegung des Probekörpers
T	Temperatur
t	Laminatdicke
u	Anströmgeschwindigkeit des Windes
u_2	Umfangsgeschwindigkeit am Rotorblattprofil
u_{res}	Resultierende Anströmgeschwindigkeit des Rotorblattprofils
W	Widerstandsmoment
E	Elastizitätsmodul
G	Schubmodul

Indizes

B	Bragg-Bedingung
m	mechanisch
t	thermisch
x	Blattlängsrichtung
y	Schlaglast-Richtung
z	Schwenklast-Richtung

1 Einleitung

Ausgehend von Anwendungen in der Luft- und Raumfahrt haben Faserverbundwerkstoffe (FVW) seit den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts viele Bereiche in technischen Anwendungen erobert. Ausschlaggebend für diese Entwicklung sind die sehr hohen spezifischen, d.h. auf ihr Gewicht bezogenen Steifigkeits- und Festigkeitskennwerte. FVW bieten für Leichtbaustrukturen wie Rotorblätter von Windenergieanlagen (WEA) den besonderen Vorteil, daß ihre richtungsabhängigen Materialeigenschaften den Anforderungen der Konstruktion folgend einstellbar sind. Bei diesem Konstruktionswerkstoff lassen sich die erforderlichen Steifigkeiten und Festigkeiten der Werkstoffbeanspruchung entsprechend sowohl durch die Wahl des Lagenaufbaus und der Faserorientierung als auch durch die Verwendung unterschiedlicher Stützstoffe realisieren. Rotorblätter von WEA werden meist nahezu vollständig aus FVW gefertigt.

In Abbildung 1.1 ist die Entwicklung der Windenergie der vergangenen 20 Jahre nach Angaben des Deutschen Windenergie Instituts (DeWI) beispielhaft für Deutschland dargestellt [End10]. Sowohl die durchschnittliche Leistung der Anlagen als auch der durchschnittliche Rotorblattdurchmesser wachsen stetig.¹ Hatten nach Angabe des Bundesverbandes WindEnergie e.V. die größten WEA Anfang der 90er Jahre des 20. Jahrhunderts noch einen Blattdurchmesser von 30 m, so beträgt dieser heutzutage 150 m [BWE, Zie04]. Anlagen mit einem Durchmesser von 180 m werden derzeit projiziert [SSP].

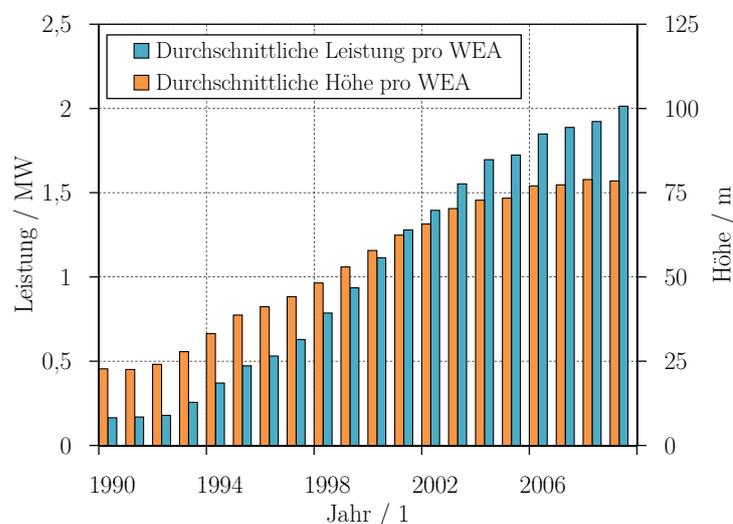


Abbildung 1.1: Entwicklung der durchschnittlichen Leistung installierter WEA und deren durchschnittliche Bauhöhe in Deutschland pro Jahr [End10]

Seit 2009 existiert in Deutschland der erste Offshore-Windenergiepark.² Weitere Offshore-Windenergieparks befinden sich in der Planung bzw. im Aufbau, für insgesamt 25 Parks ist die Genehmigungsphase abgeschlossen. Nach Angabe des Bundesamtes für Seeschifffahrt und Hydro-

¹Die Daten der durchschnittlichen Rotorblattdurchmesser werden von der Betreiber-Datenbasis zur Verfügung gestellt. Diese sammelt, aktualisiert und veröffentlicht seit 1988 die Betriebsdaten von deutschen WEA.

²Das Offshore-Testfeld „Alpha-Ventus“, anfangs Offshore-Windpark Borkum West genannt, befindet sich ca. 45 km nördlich der Insel Borkum in der Deutschen Bucht (Wassertiefe ca. 30 m) und besitzt je sechs WEA der Hersteller Multibrind und REpower. Die Nennleistung je Anlage beträgt 5 MW.

graphie (BSH) werden bis zum Jahr 2020 in der Nordsee 1571 und in der Ostsee 240 Anlagen errichtet [BSH]. Die Vorteile der Offshore-Installation sind vor allem höhere durchschnittliche Windgeschwindigkeiten und geringere Bodeneinflüsse und damit eine höhere Windausbeute. Jedoch ist insbesondere bei Offshore-WEA ein erhöhter Wartungs- und Inspektionsaufwand erforderlich. Im Rahmen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) geförderten Forschungsvorhabens „Integrales Monitoring- und Bewertungssystem für Offshore-WEA“ (IMO-WIND) hat die Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM) gemeinsam mit weiteren Partnern aus Forschung und Industrie ein Konzept für ein integrales Überwachungssystem entwickelt, mit dem eine Zustandsüberwachung und -bewertung aller Komponenten einer Offshore-WEA im Hinblick auf eine zustandsorientierte Instandhaltung erfolgen kann [Rüc10]. Die Notwendigkeit eines Condition Monitoring Systems (CMS) beschränkt sich bei Onshore-WEA bislang auf einzelne Komponenten, nicht jedoch als integrales System auf die gesamte Anlage. Die Richtlinie für die Zertifizierung von CMS für WEA des Germanischen Lloyd Wind (GL-Wind) [GL107] beschreibt nur CMS einzelner Systemkomponenten. Aufgrund einer im Vergleich zu anderen Komponenten einer WEA geringeren Anzahl von Schadensfällen an Rotorblättern geht die Richtlinie nicht auf diese ein. Dennoch würde die Implementierung eines CMS zur aktiven Zustandsüberwachung die Versicherungskosten und den Wartungs- und Inspektionsaufwand der Betreiber insbesondere bei Offshore-Anlagen erheblich vermindern [Jes05, Zie07].

Rotorblätter von WEA besitzen eine „Safe-Life“-Auslegung³. Dennoch treten immer wieder Schadensfälle auf, die Stillstandszeiten der Anlagen verursachen und erhebliche Kosten aufgrund der Reparatur und des Stromertragsausfalls nach sich ziehen [Hol06, J⁺09]. Das Deutsche Institut für Bautechnik (DIBt) gibt in seiner Richtlinie für Bauwerke eine zulässige Lebensdauer von 20 Jahren vor. Diese Lebensdauer gilt unabhängig von der tatsächlichen Betriebszeit [DIB04, GL210].⁴ Soll die WEA länger als 20 Jahre betrieben werden, muß eine regelmäßige Zustandskontrolle bei einem Intervall von 0,5 bis 1 Jahr durchgeführt werden [GL309]. Für eine zustandsorientierte Überwachung sind sowohl die Installation eines CMS als auch Kenntnisse des Betriebsfestigkeitsverhaltens der Gesamtstruktur notwendig. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Bauteilen solcher Größe sind jedoch aufwendig und teuer. Hersteller von Segelflugzeugen, deren Tragflügel in strukturellem Aufbau, Konstruktion und Fertigung mit den Rotorblättern von WEA vergleichbar sind, führen seit ca. 20 Jahren Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Bauteilabschnitten, welche im Betrieb die höchsten Beanspruchungen aufweisen, durch. Mit solchen Stellvertreter-Versuchen können Kenntnisse über das Betriebsfestigkeitsverhalten effizient und kostengünstig gewonnen werden.

1.1 Stand der Technik

Konstruktiver Aufbau und Fertigungsverfahren von Rotorblättern

Konstruktionen aus FVW bestehen in der Regel aus mehreren Einzelschichten, die sich aus verschiedenen Materialien zusammensetzen und unterschiedliche Materialeigenschaften aufweisen können. Da FVW anisotrope Werkstoffe sind, unterscheiden sich die mechanischen Eigenschaften dieser Schichten längs und quer zur Faserorientierung. Während bei ungerichteten kurz- und langfaserverstärkten Kunststoffen, deren Verstärkungsfasern eine isotrope Verteilung und damit keine Vorzugsrichtung aufweisen, die Festigkeiten und Steifigkeiten über die üblichen Werkstoffgesetze für isotrope Materialien berechnet werden können, kommen bei FVW mit gerichteten

³Eine „Safe-Life“-Auslegung ist eine Konstruktionsmethode, die vorwiegend im Flugzeugbau eingesetzt wird und der eine Lebensdauerberechnung einzelner Bauteile zugrundeliegt. Im Betriebszeitraum ist davon auszugehen, daß kein Bauteilversagen eintritt. Nach Ablauf dieses Zeitraums wird das Bauteil unabhängig von seinem Zustand ersetzt.

⁴Eine Zulassung von 20 Jahren entspricht ca. 175.000 Stunden. Bei einer mittleren Verfügbarkeit von 95...99 % in Deutschland werden im Durchschnitt ca. 160.000 Betriebsstunden erreicht [DIB04].

Endlosfasern aufgrund der Anisotropie Werkstoffgesetze für orthotropes Materialverhalten zur Anwendung. Die klassische Laminattheorie (KLT) basiert auf der KIRCHHOFF'SCHEN Plattentheorie und gilt für ungestörte Lamine unendlicher Ausdehnung. Randeffekte, wie sie beispielsweise bei Flachproben nach RHV-Richtlinie⁵ auftreten, werden dabei nicht berücksichtigt. Die Auslegung von Bauteilen mittels KLT und die numerische Simulation mit geeigneten Programmen wie z.B. Ansys stellen den aktuellen Stand der Technik dar und werden u.a. ausführlich von WIEDEMANN [Wie96a, Wie96b], MICHAELI [Mic94] und SCHÜRMAN [Sch04] beschrieben. Die Richtlinie VDI 2014 [VDI06] des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) enthält Berechnungsvorschriften für Bauteile aus FVW.

Rotorblätter von WEA werden heutzutage nahezu vollständig aus FVW in Halbschalen-Sandwichbauweise gefertigt. Dabei wird die zweigeteilte Negativ-Form mit dem Laminat belegt, anschließend werden die beiden Formhälften miteinander verklebt. Ihr konstruktiver Aufbau mit Schale, Gurten und Stegen ähnelt dem Aufbau der Tragflächen von Segelflugzeugen. In Abbildung 1.2 ist ein Profilschnitt dargestellt, der die einzelnen Strukturkomponenten eines Rotorblattes zeigt.

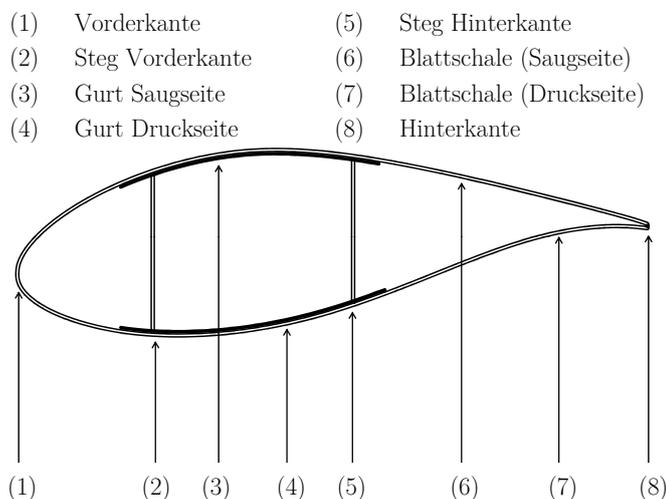


Abbildung 1.2: Schematischer Aufbau eines Rotorblattes (Profilschnitt) mit insgesamt zwei Gurten und zwei Stegen (Kastenholm)

Die Schale eines Rotorblattes besteht aus zwei miteinander verklebten Halbschalen, deren Lamine biaxial in $\pm 45^\circ$ -Richtung orientiert sind. Die Gurte bestehen aus unidirektional-verlegten (UD) Faserbündeln oder Gelegen, die die Zug- und Druckkräfte aufnehmen. Die Stege werden zur Erhöhung der Beulsicherheit häufig in Sandwich-Bauweise ausgeführt. Diese nehmen die Querkkräfte auf und bilden gemeinsam mit den Gurten den Holm. Rotorblätter besitzen in der Regel einen oder zwei Holme. Zusätzlich kann die Verklebung der Blatthinterkante ähnlich einem weiteren Steg ausgeführt sein. Im Blattanschlußbereich wird die Schale oftmals durch triaxial verlegtes Gelege verstärkt, welches die Druck- und Zugkräfte der Gurte aufnimmt, um diese in die Nabe der WEA einzuleiten. Zur lokalen Verstärkung kommen häufig kohlenstoffaserverstärkte Kunststoffe (CFK) zum Einsatz, vor allem im Blattanschlußbereich und in den Gurten. Zur Erhöhung der Steifigkeit sind die Schalen und Stege als Sandwich-Elemente ausgeführt. Dabei kommen vorwiegend Balsa-Holz und Schäume aus Polyvinylchlorid (PVC) zum Einsatz. Der Anteil von glasfaserverstärkten Kunststoffen (GFK) überwiegt gegenüber CFK aus Kosten-, aber auch aus Verfürgbarkeitsgründen deutlich. Die geringeren Festigkeiten und Steifigkeiten werden ggf. durch

⁵Das Luftfahrtbundesamt (LBA) hat 1999 Richtlinien zur Führung des Nachweises für die Anerkennung von Harz-Faser-Verbundsystemen im Anwendungsbereich der Herstellung und Instandhaltung von Segelflugzeugen und Motorseglern (RHV) veröffentlicht [RHV99].

einen erhöhten Materialeinsatz und geometrische Optimierungen ausgeglichen. Der Blattanschluß an die Nabe der WEA erfolgt über Einsätze aus Stahl, Stahlringe oder durch mit Querbolzen fixierte Stehbolzen [Bro05, Wac03b].

Als Matrixsystem wird in der Regel ein kaltaushärtendes Epoxidharz (EP-Harz) verwendet. Die Aushärtetemperatur von 50...70 °C macht eine Verwendung beheizbarer Negativ-Formen, Heizlüfter oder großer Temperöfen bzw. Autoklaven notwendig. EP-Harze haben ungesättigte Polyesterharze (UP-Harze) aus Umwelt- und Arbeitsschutzgründen und auch wegen besserer Werkstoffkennwerte abgelöst. Zum Schutz vor Feuchtigkeit, UV-Strahlung und Schlagbeanspruchung besitzen die Rotorblätter an ihrer Oberfläche Hartlacke bzw. Gelcoats, wofür bei EP-Harzen in der Regel Polyurethan (PU) verwendet wird. Das Gelcoat wird häufig direkt auf den Trennlack, mit dem die Negativform behandelt wird, aufgetragen [Ehr99].

Den aktuellen Stand der Technik bzgl. moderner Fertigungsverfahren zur Herstellung von Rotorblättern beschreiben u.a. BITTMANN [Bit02] und DÖRSCH [Dör07]. In der Fertigung haben sich Nasslaminieren im Handlaminierverfahren und Vakuum-Injektions-Verfahren (vacuum assisted resin infusion, VARI) durchgesetzt. Eine Fertigung in Resin Transfer Moulding Technologie (RTM-Technologie) ist aufgrund der Größe der Bauteile derzeit nicht kostengünstig möglich. Für einzelne Komponenten kommen zum Teil vorgetränkte Lamine (Prepregs) zum Einsatz, der Anteil liegt momentan bei ca. 20...30 %. Der Vorteil bei der Verwendung von Prepregs gegenüber den anderen Verfahren liegt vor allem in einer besseren Einstellbarkeit des Faservolumengehalts. Außerdem wird das Fehlerpotential bei Einstellung des Mischungsverhältnisses von Laminierharz und -härter erheblich reduziert, da verschiedene Matrixsysteme häufig unterschiedliche Mischungsverhältnisse besitzen. Für die Fertigung der Gurte wird oftmals das Pultrusions-Verfahren angewendet. Waren vor einigen Jahren noch Standard-Rotorblätter für verschiedene WEA gängig, so geht der Trend heutzutage zu anlagenspezifischen Rotorblättern, die den Anforderungen unterschiedlicher Standorte gerecht werden. Zur weiteren Steigerung der Produktivität werden inzwischen erste Ansätze zur Komponenten-Fertigung verfolgt.

Die Grundlagen zur Berechnung der theoretischen Windenergie wurden von BETZ bereits 1926 erarbeitet [Bet94]. Den gegenwärtigen Stand der Technik beschreiben unter anderem GASCH [Gas09] und HAU [Hau08]. Für die Entwicklung eines Versuchsrotorblattes ist das grundlegende Verständnis der auf die Rotorblätter wirkenden Lasten und der daraus resultierenden Werkstoffbeanspruchung notwendig.

Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Rotorblättern

Für die Zulassung von Rotorblättern für WEA sind Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an den Gesamtbauteilen nicht zwingend vorgeschrieben. Bei Zertifizierung nach den Richtlinien des GL-Wind genügt es, einen experimentellen Nachweis für die berechneten Maximallasten in verschiedenen Querschnitten und Richtungen mit einem Sicherheitsaufschlag von max. 1,5 zu erbringen [GL210]. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Rotorblättern sind aufgrund ihrer Größe und ihrer Widerstandsmomente aufwendig und teuer. Die weiter zunehmende Bauteillänge, die damit einhergehenden höheren Lasten⁶ und nicht zuletzt der steigende internationale Wettbewerb erfordern jedoch weitergehende Kenntnisse über die dynamische Strukturbelastung zur Verringerung des Materialeinsatzes und der Kosten.

BUSMANN berichtet über die zunehmende Diskussion bezüglich der Aufnahme von „Full-Scale“-Untersuchungen in die Zulassungsrichtlinien und beschreibt verschiedene Testmethoden, insbesondere an Rotorblättern im Originalmaßstab, an Bauteilabschnitten und an reduzierten Ersatzmodellen. Vor allem für Rotorblattfamilien empfiehlt BUSMANN die Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an repräsentativen Bauteilabschnitten und verkleinerten Bauteilen, um

⁶Aufgrund der Ähnlichkeitsgesetze steigt das Gewicht von Rotorblättern mit der dritten Potenz des Blattradius. Das Gewicht der Rotorblätter verursacht insbesondere im Blattanschlußbereich Festigkeitsprobleme durch hohe Biegespannungen, die einer weiteren Vergrößerung Grenzen setzen [Gas09, Kli02].

den Aufwand und die Kosten der experimentellen Untersuchungen gering zu halten [Bus07].

WACKER vergleicht die Anforderungen für die Zulassung von Rotorblättern im internationalen Umfeld, die vorwiegend vom GL Wind und von der International Electrotechnical Commission (IEC) vorgegeben werden. Er gibt darin u.a. Vorschläge für Dauerfestigkeitsuntersuchungen von Rotorblättern, die mindestens eine Länge von 70 % des Originalbauteils haben sollten. Für die Untersuchungen schlägt er die Einführung einer Testlast bei gleichzeitiger Lastüberhöhung zur Reduzierung der Prüfzeit vor. Auf eine simultane Lasteinleitung in den Hauptbelastungsrichtungen und die Einbringung von Lastkollektiven geht er nicht ein [Wac03a].

Die IEC-Norm 61400-23 enthält Richtlinien für Strukturuntersuchungen an Rotorblättern im Originalmaßstab und für die Interpretation und Bewertung der Ergebnisse. Sie geht dabei vor allem auf statische Festigkeitsuntersuchungen und Ermüdungsversuche zur Validierung von Berechnungen der Auslegungslasten ein. Die Bewertung der Auslegungslasten hinsichtlich der tatsächlichen Lasten wird in dieser Norm vernachlässigt. Zudem wird die Möglichkeit beschrieben, mittels Lasteinleitungsgestellen die Nachbildung des Biegemomentenverlaufs mit einer Einzellast zu realisieren. Auf die Verwendung von Stellvertreter-Bauteilen zur vereinfachten Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen geht die Norm nicht ein [IEC01].

COURT berichtet über Ermüdungsversuche an Rotorblättern im Original-Maßstab. Diese werden im Gegensatz zu vielen anderen Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Rotorblättern simultan in den dominierenden Belastungsrichtungen belastet. Die Lasteinleitung erfolgt über Resonanzregung, bei der hydraulisch angetriebene Massen auf dem Rotorblatt in verschiedene Positionen verschoben werden können.⁷ Die Dehnungen werden über oberflächenapplizierte Dehnungsmessstreifen (DMS) ermittelt. Die Versuchsergebnisse werden u.a. zur Validierung von Berechnungen mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) genutzt. Diese verdeutlichen die Notwendigkeit von simultan in den dominierenden Belastungsrichtungen durchgeführten experimentellen Untersuchungen [Cou09].

KENSCHER beschreibt die Entwicklung einer Rotorblatt-Kompetenzgruppe, die bereits 2001 gegründet wurde. Neben dem Wunsch, die Methoden zur Prüfung von Materialien zu harmonisieren und Ringversuche an Materialproben zur Interpretation von Meßergebnissen einzuführen, wird die Notwendigkeit erläutert, Richtlinien zum experimentellen Nachweis der statischen Lastfälle und der Betriebsfestigkeiten der immer größer werdenden Rotorblätter zu erarbeiten [Ken09].

Das Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES) betreibt einen „Full-Scale“-Prüfstand (Länge 70 m), mit dem statische und zyklische Ganzblatttests durchgeführt werden können [IWE]. Dabei werden durch Hydraulikzylinder generierte Lasten bis zu 50 MNm über bis zu fünf Lasteinleitungspunkte in die Rotorblätter eingebracht. In Abbildung 1.3 ist der Prüfstand abgebildet. Der Prüfstand ermöglicht sowohl die Einleitung von Einstufenlasten als auch von Lastkollektiven. Über eine Resonanzregung ist eine simultan in beiden dominierenden Lastrichtungen wirkende Lasteinleitung in den ersten Eigenfrequenzen als Schwingschleife für hohe Lastspielzahlen durchführbar. Nachteilig bei diesem Prüfstand für Rotorblätter im Originalmaßstab wirkt sich die Tatsache aus, daß der prüftechnische Aufwand aufgrund der Größe der zu prüfenden Rotorblätter durch die Vielzahl und Baugröße der Hydraulikzylinder, die für eine exakte Nachbildung des Biegemomentenverlaufs notwendig sind, sowie deren Steuerung enorm ist. Zudem ist der räumliche Platz der Prüfanlage beschränkt, so daß zukünftige Rotorblattgenerationen dort nicht getestet werden können [Bür11].

Im Forschungsvorhaben „Zustand und Festigkeit - Charakterisierung des Schädigungszustandes von FVW unter Betriebsbeanspruchung“ wird der Aufbau eines Stellvertreter-Prüfstandes für Tragflügel von Segelflugzeugen beschrieben. Im Rahmen des Projektes werden Schadensfortschrittsanalysen durchgeführt, die im Vergleich zu Betriebsbelastungsversuchen am Bauteil erheblich kostengünstiger sind. Die Ergebnisse zeigen, daß Stellvertreter-Versuche eine effiziente

⁷ Die Resonanzregung eines Rotorblattes über verschiebbare Massen wurde vom National Renewable Energy Laboratory (NREL), USA, entwickelt [Sun99].



Abbildung 1.3: Rotorblatt-Prüfstand des Fraunhofer Instituts für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES) zur Durchführung von statischen Belastungsversuchen und Dauerschwingversuchen durch Resonanzanregung

Möglichkeit darstellen, Betriebsfestigkeitsuntersuchungen unter Laborbedingungen kostengünstig durchzuführen. Typische Schäden, die im Betrieb des Originalbauteils auftreten, können sowohl in Einstufen- als auch in Mehrstufenversuchen nachgebildet werden. Ein Restfestigkeitsversuch am Originalbauteil sollte jedoch nicht ersetzt werden, um ein Ertragen der sicheren Last unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren experimentell zu bestätigen [Gra10].

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß systematische Betriebsfestigkeitsuntersuchungen die Möglichkeit bieten, numerische Berechnungen zu validieren und Bauteilstrukturen zu optimieren. Diese Untersuchungen sind an Rotorblättern von WEA aufgrund der Bauteilgröße aufwendig, so daß die Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Stellvertreter-Bauteilen zur Reduzierung des experimentellen Aufwandes vielversprechend erscheint. Auf diese Weise lassen sich insbesondere Reihenuntersuchungen kostengünstig realisieren.

Zustandsüberwachung von Rotorblättern

Für Rotorblätter von WEA ist aus gesetzlicher Sicht keine Zustandsüberwachung erforderlich, es sind lediglich die erforderlichen Einwirkungs- und Standsicherheitsnachweise zu erbringen [DIB04]. Die Versicherer von WEA fordern jedoch u.a. für die Rotorblätter regelmäßige Inspektionen nach Vorgaben eines Wartungsplans. Der GL Wind schreibt in seiner Richtlinie für die Zertifizierung von WEA [GL210] die Vorgehensweise für eine wiederkehrende Prüfung vor. Die Rotorblätter sind insbesondere auf Beschädigungen der Oberfläche, Risse und Strukturunstetigkeiten des Blattkörpers zu untersuchen. Die Inspektion soll dabei von einer Hub- oder Steigeinrichtung aus visuell erfolgen, zudem sind weitere geeignete Verfahren zur Inspektion wie Ultraschallmessungen oder das Abklopfen des Blattes anzuwenden. Darüber hinaus sind die Vorspannungen der Schraubenverbindungen und die Blitzschutzeinrichtungen zu kontrollieren.

PRIESER berichtet über ein zunehmendes Herantasten an Material- und Betriebsgrenzen, in dessen Folge sich WEA kritischen Bauteileigenfrequenzen nähern. Zudem beschreibt er als häufigste Rotorblattschäden Längs- und Querrisse und aufgeplatzte Hinterkanten (HK). Darüber hinaus treten Schäden im Gelcoat oder Topcoat wie Abplatzungen, Lunken oder Auskredungen auf. Weitere häufige Schadensfälle entstehen durch Blitzeinwirkungen, in deren Folge die Rezeptoren beschädigt werden und die Blattspitzen aufplatzen [Pri07].

JÜNGERT beschreibt verschiedene Inspektionsverfahren für Rotorblätter. Als gängige Prüfverfahren werden vor allem visuelle und akustische Untersuchungen (in der Regel Abklopfen des Rotorblattes zur Detektion von großflächigen Delaminationen) genannt. Als häufige Schäden nennt JÜNGERT Beschädigungen des Gelcoats der Vorderkante (VK), Delaminationen an der Hinterkante und als besonders kritisch Schäden der Blattverklebungen, die bereits im Produktionsprozeß durch die Halbschalenbauweise entstehen können. Zur Untersuchung der Stegverklebungen wird das Ultraschall-Echo-Verfahren angewendet, um die üblichen manuellen Klopfprüfungen zu ersetzen. Dabei wird mit einem geeigneten Schallgeber ein Ultraschallpuls in das Bauteil gesendet. Großflächige Delaminationen können durch eine lokale Resonanzspektroskopie ermittelt werden, wobei mittels eines Impulshammers eine akustische Welle angeregt und mit einem Mikrophon aufgenommen wird [JGK08, Jün10].

Um eine wiederkehrende Prüfung zu vereinfachen, hat die Firma Aeroconcept eine seilgestützte, selbstkletternde Arbeitsplattform entwickelt, bei der mit einer rhombusförmigen Konstruktion durch eine vereinfachte Greifreichweite zum Rotorblatt die Arbeit für das Wartungspersonal erleichtert wird (siehe Abbildung 1.4). Die Arbeitsplattform kann an unterschiedlichen WEA bis zu einer Leistung von 2,5 MW bei Windgeschwindigkeiten bis 14 m/s eingesetzt werden und bietet eine Nutzlast von bis zu 400 kg.



Abbildung 1.4: Rotorblatt-Inspektion mit seilgestützter, selbstkletternder Arbeitsbühne der Fa. Aeroconcept

ELKMANN berichtet über einen Prüfroboter, der im Rahmen des Forschungsvorhabens „Roboter zur Inspektion der Rotorblätter von Windenergieanlagen“ (RIWEA) am Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und -automatisierung (IFB) entwickelt wurde. Das Robotersystem besteht aus einer Rahmenstruktur, die das Rotorblatt vollständig umschließt und sich an Seilen entlang des Blattes bewegt (siehe Abbildung 1.5). Dadurch kann der Roboter alle signifikanten Bereiche des Rotorblattes untersuchen und sich selbständig dem variablen Querschnitt des Blattes und allen Typen von WEA anpassen. Als Prüftechnik kommen zerstörungsfreie Prüfverfahren wie aktive Infrarot-Thermographie bzw. Ultraschall und eine visuelle Oberflächenprüfung mit hochauflösenden Kameras zum Einsatz. Ein automatisiertes Zustandsprotokoll notiert die detektierten Schäden mit deren Positionen und Ausdehnungen. Darüber hinaus ist das System auch für weitere Einsatzfelder an WEA wie z.B. dem Turm geeignet [Elk10].

Nach Aussage von HOLSTEIN ist der serienmäßige Einsatz von CMS in Rotorblättern von WEA dringend notwendig, da der Nachweis der errechneten Wechselfestigkeit im realen Betrieb für eine Lebensdauer von 20 Jahren global noch nicht geführt wurde. Auch lassen sich dadurch systematisch konstruktive und fertigungstechnische Mängel an Rotorblättern aufdecken. Als System der Wahl beschreibt er ein komplexes Überwachungskonzept, wozu insbesondere die



Abbildung 1.5: Rotorblatt-Inspektion mit Prüfroboter des Forschungsvorhabens RIWEA

Eigenfrequenzbestimmung und die kontinuierliche Messung mittels DMS oder faseroptischer Systeme geeignet sind. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Messung des staudruckbeaufschlagten Blattkammerinnendrucks [Hol06].

EBERT beschreibt die Entwicklung eines modellgestützten CMS an einem Versuchsrotorblatt mit einer Länge von 39,1 m. Dieses System soll den Zustand der Rotorblätter überwachen und gleichzeitig vor Eintritt von Totalausfällen Strukturveränderungen detektieren und lokalisieren. Dabei werden niederfrequente Messverfahren zur globalen Rotorblattüberwachung mit hochfrequenten Messverfahren zur lokalen Überwachung kombiniert. Nach Ermittlung des Referenzzustandes wird das Rotorblatt in der ersten Eigenfrequenz angeregt, wobei nach jeweils 250.000 Lastwechseln (LW) die Belastung stufenweise erhöht wird. Bei dem höchsten Lastniveau können relevante Strukturveränderungen beobachtet werden. Für die Zukunft ist die Implementierung künstlicher Schäden geplant. Untersuchungen an einer realen WEA wurden nicht durchgeführt [Ebe10].

THOMAS stellt verschiedene Konzepte zur automatischen Zustandsüberwachung von Rotorblättern vor, die zum einen Schäden im Vorfeld sichtbar machen und zum anderen beispielsweise Blattwinkelverstellungen optimieren sollen. Er geht dabei insbesondere auf Eigenfrequenzmessungen (z.B. das System „Blade Control“ der Firma Igus IST) und Dehnungsmessungen über faseroptische Systeme (z.B. das „Rotor Monitoring System“ der Firma Insensys) ein. Bei Eigenfrequenzmessungen werden die Ergebnisse mit dem Ausgangszustand verglichen, wodurch Verschiebungen sichtbar werden. Insbesondere klassische Schadensmerkmale wie Rissbildungen oder Delaminationen sollen dadurch entdeckt werden können. Zusätzlich eignet sich das System zur Eisansatz-Überwachung. Die Dehnungsmessungen werden über Sensoren im Blattanschlußbereich realisiert, welche über Änderungen der lastabhängigen Verformungen beginnende Schäden detektieren [Tho09].

KEHLENBACH vergleicht piezoelektrische Wandler zur Anregung und zum Empfang von Lamb-Wellen und Faser Bragg Gitter Sensoren (FBG-Sensoren) zur Dehnungsmessung. Insbesondere für die Detektion lokaler Schädigungen eignet sich der Einsatz von FBG-Sensoren, die in Probekörpern strukturintegriert appliziert werden. Bei Einsatz an kritischen Stellen wie z.B. Versteifungselementen, bei denen Schäden eine signifikante Reduzierung der Struktursteifigkeit bewirken, sind diese Sensoren gut geeignet. Zudem kann bei faseroptischen Systemen eine hohe Anzahl von Messstellen in eine einzelne Sensorfaser eingeschrieben werden [Keh03].

CAIRNS benennt verschiedene Verfahren zur kostengünstigen Überwachung von Rotorblättern und geht dabei auch auf den Einfluß von verschiedenen Sensortypen wie DMS und FBG-Sensoren auf die Festigkeit von Bauteilen aus FVW ein. Den Einsatz von DMS befürwortet CAIRNS nicht, da zum einen die Dauerfestigkeit von DMS unter zyklischer Belastung nicht ausreichend groß ist und zum anderen die zulässige Dehnrate von FVW größer als die von DMS ist. Er empfiehlt daher insbesondere den Einsatz von FBG-Sensoren, da diese die genannten Kriterien erfüllen und zusätzlich unempfindlich gegenüber elektromagnetischen Störungen sind [Cai09].

SCHRÖDER berichtet über die Applikation von FBG-Sensoren an einem 53 m langen Rotor-

blatt. Dabei wurden zwei Sensorfasern mit insgesamt sechs Sensoren, von denen einer zur Temperaturkompensation verwendet wurde, appliziert. Bei den Sensoren handelt es sich nicht um strukturintegrierte Fasersensoren, sondern um oberflächenapplizierte, die handelsüblich erhältlich sind. Das Sensorsystem hat den Feldtest über eine Dauer von zwei Jahren unbeschadet überstanden. SCHRÖDER empfiehlt FBG-Sensoren für den Einsatz als CMS und zur Strukturoptimierung späterer Rotorblattgenerationen, da Dehnungen unter realen Betriebsbedingungen über einen langen Zeitraum ermittelt werden können [Sch06].

Auch WINKLE berichtet über ein CMS, welches vom Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (LBF) gemeinsam mit weiteren Partnern entwickelt und exemplarisch an einem Flugzeugrumpf getestet wurde. Die Basis des Überwachungssystems bilden dabei piezokeramische Sensoren. Das vorgestellte CMS empfiehlt sich insbesondere für die Anwendung bei FVW, da durch das Konzept des „Damage Tolerant Design“ kleinere Schäden wie Mikrorisse oder beginnende Delaminationen nicht zu einem umgehenden Austausch des betroffenen Bauteils führen.⁸ Voraussetzung hierfür sind geeignete Prüfsysteme wie beispielsweise strukturintegrierte CMS-Systeme. Im Rahmen des Verbundprojektes wurden zahlreiche Untersuchungen zum Sensoreinfluß auf die Betriebsfestigkeit verschiedener Strukturen durchgeführt. Zudem wird die Zuverlässigkeit der Sensoren betont, da diese zu einem späteren Zeitpunkt nicht ausgetauscht werden können und daher mindestens dieselbe Lebensdauer wie das Strukturbauteil selbst aufweisen müssen [Win08].

BOLLER beschreibt verschiedene Verfahren zur Zustandsüberwachung von „Damage-Tolerant“-Konstruktionen wie z.B. Flugzeugen, die im Gegensatz zu „Safe-Life“-Auslegungen die Existenz von Rissen und ein Risswachstum erlauben. Er geht dabei insbesondere auf FBG-Sensoren ein, die bereits zur Zustandsüberwachung des hinteren Druckschotts des Airbus A 340-500/600 serienmäßig eingesetzt werden. Vor allem die Integration der Sensoren in das Laminat, wo sie vor äußeren Einflüssen geschützt sind, und die Möglichkeit, viele Sensoren in einer einzelnen Sensorfaser unterzubringen, prädestinieren seiner Meinung nach den Einsatz von FBG-Sensoren für ein CMS immer dann, wenn die zu überwachenden Bauteile aus FVW gefertigt sind [Bol01].

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß aktuell zwei Strategien zur effizienten Zustandsüberwachung von Rotorblättern für WEA verfolgt werden: Zum einen von außen durchgeführte Inspektionen mit Hub- und Abseilvorrichtungen bzw. Robotern, bei denen automatisierte Prüfverfahren zum Einsatz kommen, und zum anderen innere Zustandsüberwachungen auf Basis von CMS, bei denen vorwiegend Dehnungs- und Eigenfrequenzmessungen angewendet werden. Insbesondere bei strukturintegrierten Sensoren ist zu beachten, daß die Sensoren eine größere Lebensdauer als das Bauteil besitzen müssen, da diese nachträglich nicht ersetzt werden können. Für den Einsatz an Offshore-WEA besitzt ein CMS erhebliche Vorteile hinsichtlich Aufwand, Kosten und Stillstandszeiten gegenüber wiederkehrenden Prüfungen von außen.

1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit besteht sowohl in der Entwicklung eines Stellvertreter-Prüfstandes für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen von Rotorblättern für WEA im verkleinerten Maßstab als auch in der Validierung einer strukturintegrierten Sensorik für den Einsatz als CMS. Diese Arbeit gliedert sich daher in die Identifikation und Bewertung der realen Lasten an einem Originalrotorblatt, die strukturmechanische Berechnung eines Versuchsrotorblattes, die Entwicklung eines Stellvertreter-Prüfstandes, die Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen und die Vorstellung eines CMS für Rotorblätter auf Basis strukturintegrierter Dehnungssensoren. Darüber hinaus werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit den numerischen Be-

⁸Ein „Damage Tolerant Design“ ist eine Konstruktionsmethode, bei der Schäden eines Systems bis zu einer definierten Schadensgröße toleriert werden. Dafür sind Nachweise von Schadensauswirkungen bei möglichem Versagen zu erbringen.

1 Einleitung

rechnungen der Verzerrungen und der Eigenfrequenzen und Eigenformen auf Basis geeigneter FEM-Modelle verglichen.

Identifikation der Lastsituation an einem Originalrotorblatt

Für die Entwicklung eines repräsentativen Versuchsrotorblattes sind Kenntnisse der realen Lasten am Originalrotorblatt und dessen strukturmechanischer Aufbau notwendig. Daraus lässt sich die Werkstoffbeanspruchung des Originalrotorblattes ermitteln. Für den Aufbau eines geeigneten Stellvertreter-Prüfstandes ist darüber hinaus eine Identifikation und Evaluation der Hauptbelastungsrichtungen notwendig, um ein Versuchsrotorblatt realitätsnah auf sein Betriebsfestigkeitsverhalten untersuchen zu können.

Entwicklung eines repräsentativen Versuchsrotorblattes

Zur Nachbildung einer möglichst originalgetreuen Werkstoffbelastung und damit zur Realisierung einer Vergleichbarkeit der späteren Versuchsergebnisse zwischen Original- und Versuchsrotorblatt ist die Verwendung der originalen Halbzeuge⁹ erforderlich. Durch die Wahl einer geeigneten Rotorblattform kann der Aufbau eines Versuchsrotorblattes unter Berücksichtigung der Nachbildung der konstruktiven Ausführung durchgeführt werden. Das Ziel ist dabei keine maßstäbliche Verkleinerung des Bauteils, sondern eine belastungsgerechte Nachbildung der mechanischen Werkstoffbeanspruchung.

Aufbau eines Stellvertreter-Prüfstandes

Der Stellvertreter-Prüfstand ermöglicht die Durchführung von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an einem verkleinerten Versuchsrotorblatt unter realen Lastbedingungen. Dazu ist eine simultane und unabhängige Lasteinleitung in den Hauptbelastungsrichtungen notwendig. Um eine qualitativ gute Nachbildung des Biegemomentenverlaufs des Originalrotorblattes zu erhalten, ist für das Versuchsrotorblatt eine geeignete Anzahl an Lasteinleitungen vorzusehen. Zur Durchführung von Eigenfrequenzuntersuchungen ist eine lastfreie Aufhängung des Blattes erforderlich. Für die Umsetzung und Validierung der experimentellen Untersuchungen sind Informationen über die Krafteinleitung in allen Lasteinleitungspunkten notwendig.

Strukturintegrierte Zustandsüberwachung

Für den Aufbau eines Zustandsüberwachungssystems kommen FBG-Sensoren zum Einsatz. Die Sensoren werden sowohl im Originalrotorblatt als auch im Versuchsrotorblatt strukturintegriert und ggf. zusätzlich oberflächenappliziert installiert. Zur Bewertung der Schwingfestigkeit werden experimentelle Untersuchungen an Werkstoffproben durchgeführt. Zusätzlich sind Aussagen über die Notwendigkeit einer Faservorspannung zur Messung von Druckdehnungen und einer Temperaturkompensation zu treffen.

FEM-Analyse der Verzerrungen und Eigenfrequenzen

Für eine FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes wird mit dem Programm ANSYS ein geeignetes Schalenmodell aufgebaut. Die Lasteinleitung erfolgt dabei über dieselbe Lasteinleitungsgeometrie, die auch beim Prüfstand für die experimentellen Untersuchungen verwendet wird. Für einen Vergleich mit den experimentell ermittelten Ergebnissen werden die Verzerrungen an den Positionen des Modells berechnet, an denen sich im realen Versuchsrotorblatt die FBG-Sensoren zur Dehnungsmessung befinden. Es werden Bauteilschäden in das Modell implementiert, um deren

⁹Die Halbzeuge eines Rotorblattes bestehen im Wesentlichen aus den Faserhalbzeugen, den Harz-Härtersystemen und den Stützstoffen.

Auswirkungen zu bewerten und mit den experimentellen Untersuchungen zu vergleichen. Neben der statischen Verzerrungsanalyse wird eine Modalanalyse durchgeführt, um eine Veränderung der Eigenfrequenzen bei Implementierung der Bauteilschäden zu untersuchen und diese mit den experimentell ermittelten Daten zu vergleichen.

Betriebsfestigkeitsuntersuchungen

Die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen des Versuchsrotorblattes umfassen sowohl Ein- und Mehrstufenversuche als auch Eigenfrequenz- und Eigenformuntersuchungen. Die Einstufenversuche werden bei Nennlast und Extremlast durchgeführt. Für die Mehrstufenversuche wird ein Lastkollektiv verwendet, welches auf Messungen der Lasten an einer Original-WEA basiert, aus denen Last-Zeit-Verläufe generiert werden. Für eine Bewertung des Zustandsüberwachungssystems und der Struktur des Versuchsrotorblattes werden typische Bauteilschäden künstlich in das Blatt eingebracht. Über die Modalanalysen können Auswirkungen der experimentellen Ein- und Mehrstufen-Versuche und der Bauteilschäden auf das Eigenfrequenzverhalten der Struktur ermittelt werden.

2 Stellvertreter-Prüfstand für Rotorblätter

Die Rotorblätter von WEA der derzeit größten Klasse besitzen eine Länge von ca. 75 m.¹⁰ Der GL Wind schreibt für die Zulassung der Rotorblätter dieser WEA nur einen einfachen Belastungstest in seinen Richtlinien vor [GL210]. Um Aussagen über das Betriebsfestigkeitsverhalten des Gesamtbauteils zu erzielen, sind Dauerfestigkeitsversuche unter Laborbedingungen notwendig [Bus07]. Diese sind für Bauteile dieser Größe sehr aufwendig und teuer. Aus dem Segelflugzeugbau ist bekannt, daß für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen der Tragflächen die Untersuchung hochbeanspruchter Teilabschnitte ausreichend ist. Dieses Prinzip soll erstmalig auf die Rotorblätter von WEA übertragen werden. Dazu wird eine Analyse der auf ein Rotorblatt wirkenden Lasten, die Anfertigung eines Versuchsrotorblattes und der Aufbau eines Prüfstandes durchgeführt.

2.1 Lastannahmen für das Originalrotorblatt

Die auf die Rotorblätter von WEA wirkenden Kräfte resultieren aus Belastungen, die die Massenverteilung und die Aerodynamik hervorrufen. Diese Lasten werden durch verschiedene Parameter beeinflusst. Die Flieh- bzw. die Gewichtskräfte sind von der Massenverteilung, der Drehzahl und der Rotorblattposition abhängig. Die Druckverteilung infolge der Anströmung des Rotorblattes wird durch die Rotordrehzahl, die Wahl der Profile und den Blattpitchwinkel beeinflusst.

Die folgenden Betrachtungen beziehen sich vorwiegend auf den Nennlastfall der WEA. Dieser Lastfall ergibt sich aus der Einordnung nach der DIBt-Windzone (nur Deutschland) bzw. der IEC-Windklasse (international) [DIB04, IEC05]. Beide Richtlinien verwenden vier verschiedene Zonen bzw. Klassen zur Einteilung. Als Bezugswerte für die Zonen- bzw. Klassenermittlung wird neben der durchschnittlichen Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe ein Extremwert der Windgeschwindigkeit verwendet, der statistisch nur einmal im 10-Minuten-Mittel alle 50 Jahre auftritt (50a-Böe). Bei der Einordnung nach IEC wird der Klasse eine Turbulenzintensität hinzugefügt. Diese ist ein Maß für die Schwankung der Windgeschwindigkeit in einem Zeitintervall. Ursachen für turbulente Winde sind z.B. unebenes Gelände. Die Turbulenzintensität nimmt mit zunehmender Höhe oder bei höheren Windgeschwindigkeiten ab.

Die Grundlage für die theoretischen Betrachtungen bildet eine Offshore-WEA vom Typ Multibrid M 5000, die onshore in Bremerhaven errichtet ist. Die Untersuchungen im Rahmen des Forschungsvorhabens IMO-WIND werden an dieser Anlage durchgeführt. Die Anlage besitzt eine Nennleistung von 5 MW bei einer Nennwindgeschwindigkeit von 12 m/s, bei der eine Rotordrehzahl von $14,8 \text{ min}^{-1}$ erreicht wird (IEC-Klasse I A). Ein Rotorblatt dieser WEA besitzt eine Länge von 56,5 m und eine Masse von 16,5 t.

Volumenkräfte

Die Massenverteilung des Rotorblattes hängt von den Laminatwerkstoffen, deren geometrischen Abmessungen und von den Füllstoffen ab. Lamine werden im Rotorblatt in beiden Gurten auf der Druck- und Saugseite, in beiden Stegen als Verbindung zwischen den Gurten sowie in der Schale verwendet. Als Füllstoffe kommen PVC-Schaum, Balsaholz und Epoxid-Kleber zum Einsatz. Darüber hinaus werden Zusatzmassen, z.B. zur Kontrolle der Eigenfrequenzen und des Flatterverhaltens, appliziert.

¹⁰Die weltweit größte WEA ist das Modell SWT-6.0-154 der Firma Siemens. Diese WEA besitzt in Abhängigkeit von ihrem Standort eine Nennleistung von bis zu 6,0 MW und einen Rotorblattdurchmesser von 154 m [Sie].

Die Gurte besitzen einen Anteil an der Gesamtmasse des Laminats von über 50 %. Dies zeigt, daß die Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung infolge der äußeren Biegemomente aus den Querkräften der Rotorblattmasse und der Aerodynamik von großer Bedeutung sind und einen dimensionierenden Charakter besitzen. Diese Annahme wird dadurch begründet, daß die Normalspannungen in Blattlängsrichtung von den Gurten, die Schubspannungen infolge der Querkräfte von den Stegen und die Schubspannungen infolge der Torsion von der Schale aufgenommen werden. Die beiden Stege und die Schale hingegen nehmen mit ca. 10 % bzw. ca. 30 % einen vergleichsweise geringen Anteil am Gesamtgewicht des Laminats ein. In den sonstigen Massen, die insgesamt einen Anteil $< 5\%$ an der Gesamtmasse des Rotorblattes einnehmen, werden Füllstoffe und Zusatzmassen zusammengefasst [Bas07].

Von der Blattspitze aus betrachtet nimmt der Verlauf der Massenverteilung bis zu einer auf die Gesamtlänge des Rotorblattes L normierten Blattlängskoordinate x_L/L von 0,2 nahezu linear zu. Im Bereich 0,2 ... 0 (Blattanschluß) steigt die Massenbelegung hingegen überproportional an. Die Ursache hierfür liegt in der Überführung der inneren Belastungen in die Nabe, die in diesem Blattanschlußbereich stattfindet. Die auftretenden Spannungsüberhöhungen werden sowohl durch eine Materialverstärkung als auch durch den Einsatz von Triaxial-Gelegen aufgefangen.

Flächenkräfte

Der Gesamtwirkungsgrad einer WEA hängt neben den Wirkungsgraden der mechanischen und elektrischen Komponenten (Antriebsstrang, Getriebe und Generator) primär von der aerodynamischen Güte der Rotorblätter und damit von der daraus resultierenden Druckverteilung ab. Die Aerodynamik wird neben der Profilgeometrie (charakteristische Größen Profiltiefe l und Profildicke d) vor allem durch die Anströmgeschwindigkeit des Windes u , die Rotationsgeschwindigkeit des Blattes Ω und die aufgrund des Druckunterschiedes zwischen Druck- und Saugseite induzierte Blattspitzenumströmung beeinflusst [Bas07].

Die Grundlage sämtlicher Berechnungen stellt das Blattprofil mit seinen charakteristischen aerodynamischen Beiwerten dar, die sich für die gegebene Rotorblattgeometrie mit Hilfe numerischer Verfahren ermitteln lassen. Diese aerodynamischen Beiwerte (v.a. Auftriebsbeiwert c_A und Momentenbeiwert c_M) werden über die Druckverteilung am Profil ermittelt. Zur Bestimmung dieser Druckverteilung kommt das Panelverfahren XFoil zum Einsatz, welches unter Verwendung der Potentialtheorie die Druckverteilung in Abhängigkeit der Profilgeometrie unter Berücksichtigung viskoser Grenzschichteffekte bestimmt [XFo].

Der Auftrieb des Rotorblattes hängt neben den aerodynamischen Beiwerten vom Profilanstellwinkel des Rotorblattes ab und wird abschnittsweise in 24 Profilschnitten bestimmt. Der Anstellwinkel des Blattprofils α_A im jeweiligen Profilschnitt wird maßgeblich durch den Blattpitchwinkel φ , d.h. dem globalen Anstellwinkel des Rotorblattes, beeinflusst. Die Verstellung des Blattpitchwinkels wird zur Leistungsregulierung der WEA verwendet. Aufgrund der sich in Rotorblatt-Längsrichtung verändernden Anströmverhältnisse und der daraus resultierenden vektoriellen Addition der Rotations- und Windgeschwindigkeit weist das Rotorblatt eine Schränkung auf. Im nabennahen Bereich des Rotorblattes überwiegt aufgrund des kleinen Kreisradius und der damit einhergehenden niedrigen Umfangsgeschwindigkeit u_2 hauptsächlich die Anströmgeschwindigkeit des Blattprofils. Diese nimmt mit zunehmendem Kreisradius und dem aus der Rotation resultierenden Geschwindigkeitsanteil Ω zu. Beide senkrecht zueinander stehenden Geschwindigkeitsanteile ergeben die resultierende Anströmgeschwindigkeit des Blattprofils u_{res} [Bet94]. In Abbildung 2.1 sind die am Rotorblatt wirkenden Geschwindigkeiten dargestellt.

Zur Optimierung der Anströmung des Profils über die gesamte Blattlänge wird das Rotorblatt derart geschränkt, daß nabennahe Bereiche in den Wind hinein und äußere Bereiche in die Rotationsebene gedreht werden, so daß der lokale Anstellwinkel des Blattprofils nahezu konstant bleibt. Die durchgeführten Berechnungen basieren auf einem vereinfachten Windmodell, das von einer konstanten Anströmung der Rotorblätter über die gesamte vom Rotorblatt überstrichene

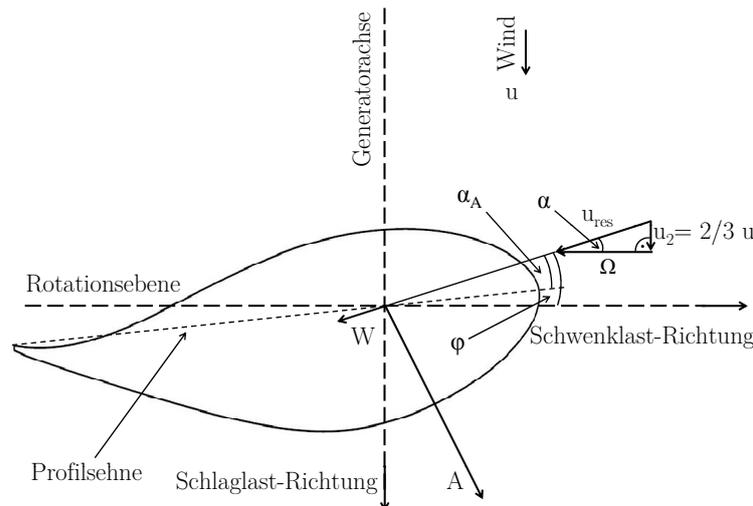


Abbildung 2.1: Am Rotorblatt wirksame Geschwindigkeiten [Hau08]

Kreisfläche ausgeht. Die Abschattung durch den Turm und Bodeneinflüsse werden nicht berücksichtigt.¹¹

Innerer Belastungszustand

Der innere Belastungszustand resultiert aus den Schnittlasten in Kombination mit dem Laminataufbau. Die Bestimmung des inneren Spannungs- und Verzerrungszustands des Originalrotorblattes und somit der dominierenden Belastungszustände der einzelnen Profilschnitte ermöglicht die Berechnung der einzelnen Konstruktionselemente:

- Normalverzerrungen der Gurte, verursacht durch Biegemomente in Schlaglast-Richtung (Last in Richtung der Anströmung aus der Rotationssebene heraus, Out-of-plane) und Schwenklast-Richtung (zur Energiegewinnung genutzte Last um die Generatorachse innerhalb der Rotationssebene, In-plane)
- Schubspannungen der Schale, verursacht durch Torsionsmomente
- Schubspannungen in den Stegen, verursacht durch Querkräfte in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung
- Holmabtriebskräfte (Druckkräfte) in den Stegen, verursacht durch eine Reduzierung der Bauteilhöhe als Folge der Verformung

Die Dehnungen sind ebenso wie die Schnittlasten eine Funktion der Blattlängskoordinate und des Rotorblattwinkels. In Abbildung 2.2 sind exemplarisch die normierten Verzerrungen als Funktion des Rotorblattwinkels für die vier Gurte des Rotorblattes bei 63% der Blattlänge dargestellt.¹² Die Normierung erfolgt auf den größten Wert der Verzerrungen des Hinterkantengurtes auf der Saugseite des Rotorblattes.

¹¹ Obwohl eine WEA einen einzelnen Auslegungspunkt besitzt, liegt aufgrund der statistischen Windlastverteilung ein verhältnismäßig großer Anteil der Betriebsfälle außerhalb dieses Auslegungspunkts. Das Ziel der Auslegung stellt somit ein Kompromiss zwischen einer optimalen Windausbeute im Auslegungspunkt und einem günstigen aerodynamischen Verhalten bei anderen Betriebslastfällen dar.

¹² Ein Rotorblattwinkel von 0° entspricht einem vertikal nach oben ausgerichteten Rotorblatt. Bei Betrachtung der WEA in Windrichtung rotiert das Rotorblatt im mathematisch negativen Drehsinn.

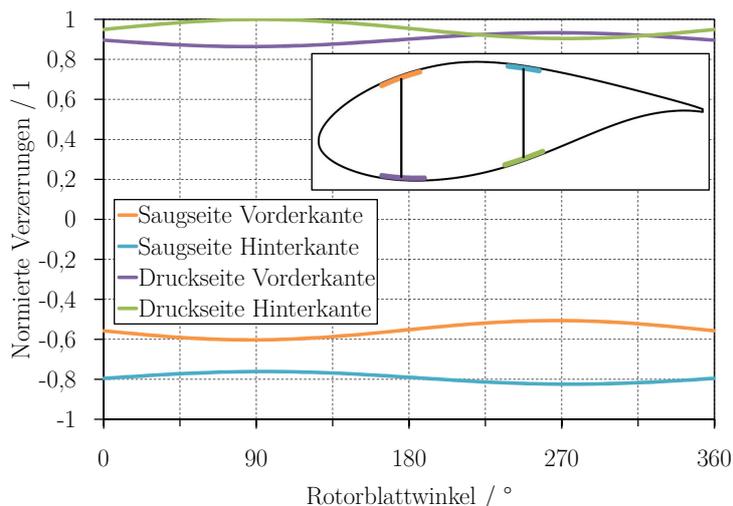


Abbildung 2.2: Normierte Gurtverzerrungen des Originalrotorblattes in Blattlängsrichtung in Abhängigkeit des Rotorblattwinkels

Für einen vollständigen Blattumlauf weisen die beiden Gurte der Druckseite positive und die beiden Gurte der Saugseite negative Dehnungen auf. Dies belegt den dominierenden Charakter des Schlaglast-Biegemomentes. Da dieses Biegemoment nahezu ausschließlich aus der Aerodynamik des Rotorblattes resultiert und sich bei dem vorliegenden aerodynamischen Modell nicht mit dem Rotorblattwinkel verändert, bildet es den Mittelwert, um den die Verzerrungen aus der Normalkraft in Blattlängsrichtung und aus der aufgrund der Schwenklast verursachten Biegung schwingen. Die maximalen Dehnungen sind auf der Profildruckseite am hinteren Gurt bei einem Rotorblattwinkel von 95° zu erkennen. Die Ursache dafür liegt darin, daß sowohl die Biegemomente aus der Schlag- und Schwenklast als auch die Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung zu positiven Verzerrungen führen. Die minimalen Dehnungen treten am Hinterkantengurt auf der Saugseite bei einem Rotorblattwinkel von 275° auf. Die Beträge der Dehnungen sind grundsätzlich größer als die der Stauchungen, da die Gurte auf der Saugseite dicker sind, wodurch sich die neutrale Faser in diese Richtung verschiebt.¹³ Die lokalen Normalspannungen der Gurte in Rotorblatt-Längsrichtung lassen sich mit den bekannten Dehnungen und dem entsprechenden Elastizitätsmodul bestimmen. Aufgrund der Tatsache, daß der Längsmodul der CFK-Gurte um einen Faktor von ca. zehn gegenüber dem $\pm 45^\circ$ -Gelege der Glasfasern größer ist (siehe Tabelle 4.1), wird deutlich die lasttragende Funktion der Gurte für die Aufnahme der Längsspannungen aus der Biegung des Rotorblattes erkennbar [Bas07].

Die Schubspannungen aus dem Torsionsmoment setzen sich aus den nicht im Schubmittelpunkt angreifenden Querkräften und dem aerodynamischen Torsionsmoment zusammen. Die Schubspannungen aus den Querkräften werden über das Verfahren für mehrzellig aufgebaute Kastenprofile bestimmt. In Abbildung 2.3 ist die Verteilung der auf den maximalen Wert bezogenen Schubspannungen in Abhängigkeit der auf den Neutralpunkt des Blattprofils normierten Profilkordinate beispielhaft bei 63 % der Blattlänge dargestellt.

Sowohl die Querkraft als auch die Torsionsmomente wirken sich nur geringfügig auf die Schubspannungsverteilung aus. Die größten Belastungen werden beim Vorder- und Hinterkantensteg mit nahezu gleichen Beträgen erreicht. Die nächst höheren Schubbelastungen in Höhe der Maximalspannungen treten im Vorderkantenbereich auf. Das Spannungsniveau der vordersten Koordinate fällt gegenüber den anderen Schalenbereichen stark ab, da dort aufgrund der Verklebung von Ober- und Unterschale eine doppelte Laminatdicke auftritt. Bei der Schale sind an den En-

¹³Druckbelastete Materialien aus CFK in UD-Richtung besitzen im Gegensatz zu quer zur Belastungsrichtung orientierten Kohlenstoffasern vom Betrag her kleinere zulässige Verzerrungen als zugbelastete [Möll1].

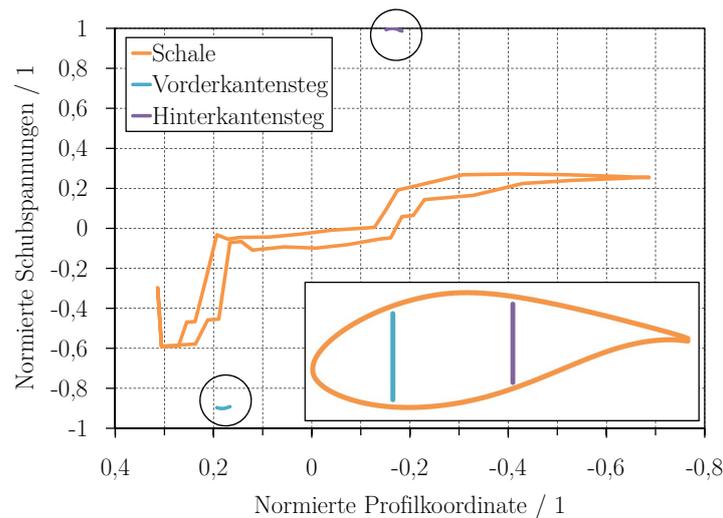


Abbildung 2.3: Normierter Schubspannungsverlauf des Originalrotorblattes

den der Gurte ebenfalls Sprünge im Schubspannungsverlauf zu beobachten, da die Verklebung der Gurte mit den Stegen und der Schale durch zusätzliche Winkellagen erfolgt. Die Bereiche der Schale zwischen den Gurten sind nahezu schubspannungsfrei. Die Hinterkante besitzt mit ca. einem Drittel einen nennenswerten Anteil an den maximalen Schubspannungen, die hauptsächlich auf die Torsionsbelastung zurückzuführen sind.

Die Verformung des Rotorblattes führt zu einer resultierenden Druckkraft senkrecht zur Neutralpunktlinie, die eine Abhängigkeit vom Biegewinkel aufweist. Diese Holmabtriebskraft ist proportional zu den Verzerrungen in Rotorblatt-Längsrichtung. Die Holmabtriebskraft ist stets eine in den Stegen wirkende Druckkraft, die infolge der Querkraft in Schlaglast-Richtung entsteht. Diese Querkraft führt zu einer Biegeverformung des Rotorblattes, wodurch sich die Gurte der gegenüberliegenden Druck- und Saugseite des Rotorblattes zueinander bewegen und somit Druckspannungen in den Stegen hervorrufen [Bas07].

Im folgenden werden die Belastungen der einzelnen Strukturelemente zusammengefasst, wobei nur die wesentlichen Einflussgrößen berücksichtigt werden:¹⁴

- Gurtbelastungen:

Bei den aus Kohlenstoffasern gefertigten Gurten kann von einem einachsigen Spannungszustand ausgegangen werden. Eine Querkontraktion ist ungehindert möglich. Die Schubsteifigkeit ist gegenüber der Schale und den Stegen mit einem Lagenaufbau in $\pm 45^\circ$ -Orientierung deutlich geringer, so daß keine signifikanten intralaminaren Schubbelastungen auftreten.

- Stegbelastungen:

Die Stege unterliegen zum einen ebenfalls dem Biegeeinfluss des gesamten Rotorblattes, so daß sie einen linearen Verzerrungsverlauf in Blattlängsrichtung von der aerodynamischen Druckseite mit Normaldehnungen zur Saugseite mit Stauchungen aufweisen. Zum anderen bewirkt die Holmabtriebskraft Normalspannungen senkrecht zur Blattlängsrichtung. Zudem sind beide Stege zu einem großen Teil an der Aufnahme insbesondere der Querkräfte

¹⁴Es gilt die Annahme, daß es sich bei den einzelnen Strukturteilen um dünnwandige Leichtbaukonstruktionen handelt. Somit liegt der ebene Spannungszustand vor, wodurch die Belastungen aus der Ebene heraus Null sind. Dadurch kann für das Laminat jeweils eine Matrix für die Scheiben- und eine für die Plattensteifigkeiten aufgestellt werden [Bas07].

in Schwenklast-Richtung beteiligt, so daß dort zusätzlich Schubspannungen vorliegen. Somit sind die Normalverzerrungen sowie die Normalspannungen und die Schubspannungen zu berücksichtigen.

- Schalenbelastungen:

Die Schale weist zum einen Verzerrungen in Blattlängsrichtung und zum anderen Schubbelastungen auf. Für die weiteren Untersuchungen, insbesondere die Stabilitätsbetrachtungen, gilt die Annahme einer ungehinderten Querkontraktion. Es liegt somit der einachsige Spannungszustand vor.

Insgesamt stehen somit für jedes Strukturelement sämtliche Spannungen innerhalb der Symmetrieebene zur Verfügung, wodurch eine Stabilitätsanalyse durchgeführt werden kann.

Stabilitätsanalyse

In einer Stabilitätsanalyse werden das Beulen größerer Flächen und das Kernschubbeulen bei Sandwichkonstruktionen als globales Instabilitätsphänomen untersucht. Bei Sandwichstrukturen kommt das Knittern als kurzweiliger Instabilitätszustand hinzu. Bei beiden Versagensarten werden die Grenzen des Bauteils vor Erreichen der eigentlichen maximalen Festigkeitskennwerte des Materials der Deckschichten erreicht. Die Beulform hängt von der Größe und dem Seitenverhältnis des Hautfeldes ab. Das Knittern wird nicht näher untersucht, da die kritischen Belastungen größer sind als beim globalen Beulen.¹⁵

Für die Beulanalyse sind die Druckspannungen in den Gurten und Stegen und die Schubbelastungen in den Stegen und in der Schale zu berücksichtigen. Durch konstruktive Maßnahmen können die kritischen Spannungswerte erhöht und somit das Beulrisiko verringert werden. Die maximalen mechanischen Belastungen sind von zahlreichen Einflussgrößen abhängig. Sowohl die Bauteilgeometrie und deren Steifigkeiten als auch die Konstruktion mit der Ausführung als Laminat bzw. Sandwich haben entscheidenden Einfluss. Bei Sandwichstrukturen sind darüber hinaus die Kennwerte der Stützstoffe zu berücksichtigen. Außerdem ist die Lagerungsart des beulkritischen Feldes zu beachten. Im Folgenden werden die Belastungen der einzelnen Strukturelemente zusammengefasst:

- Gurtbelastungen:

Für die Gurte wird der einachsige Spannungszustand angenommen. Daher werden keine weiteren Normal- und Schubspannungen berücksichtigt. Die Stabilitätsuntersuchung beschränkt sich auf eine Analyse der druckbelasteten Gurte, die sich auf der Saugseite des Profils befinden. Die Berechnungen ergeben, daß die Gurte kaum beulgefährdet sind, da die Gurtdicke im Verhältnis zur Gurtbreite groß ist. Aufgrund der Abhängigkeit von der dritten Potenz der Dicke ergeben sich sehr große Biegesteifigkeiten, so daß der Beulwiderstand insgesamt verhältnismäßig groß ist und die Gurte daher in Relation zu den anderen stabilitätsrelevanten Beulfeldern als unkritisch angenommen werden können.

- Stegbelastungen:

Der Belastungszustand der Stege ist mit drei unterschiedlichen Spannungen sehr komplex. Es treten Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung durch die Aufprägung der Gurtdehnungen, Normalspannungen aus der Holmabtriebskraft und Schubspannungen durch die Querkräfte in Schlaglast-Richtung auf. Da es sich bei der Holmabtriebskraft stets um eine Druckkraft handelt, sind alle drei Spannungen beulkritisch. Die durch das Laminat erreichte Beulstabilität des $\pm 45^\circ$ -Geleges ist nicht ausreichend, um das Beulen bei dem

¹⁵TRAPPE beschreibt Untersuchungen an Tragflügeln von Segelflugzeugen mit vergleichbaren Material- und Geometrieigenschaften [Tra07].

vorliegenden mehrachsigen Spannungszustand zu verhindern. Daher kommen sowohl in der Schale als auch in den Stegen Schäume zum Einsatz, die als Kern zwischen den einzelnen Laminatschichten zu einer Erhöhung der Biegesteifigkeiten des Laminats führen. Durch die Verwendung der Schäume erhöht sich der Abstand der tragenden Laminatschichten von der lokalen Biegeachse und steigert somit erheblich die Biegesteifigkeit des Faserverbundes (STEINER-Anteil des Flächenträgheitsmomentes).

- Schalenbelastungen:

Die Schale wird im wesentlichen durch die Normalspannungen in Blattlängsrichtung und durch die Schubspannungen belastet. Auf der Profilsaugseite überlagern sich diese beiden Belastungen, da negative Normalspannungen auftreten, so daß ein erhöhtes Beulrisiko besteht. Insgesamt wird die Schale durch die vier Gurte in fünf Beulfelder unterteilt (siehe auch Abbildung 1.2). Der kleine Krümmungsradius an der Vorderkante des Rotorblattes besitzt einen positiven Einfluß auf das Stabilitätsverhalten der Schale. Beulkritischer sind die ebenen und großflächigen Hinterkantenbereiche auf der Druck- und Saugseite des Profils.

Als Ergebnis der Stabilitätsanalyse liegt für jeden Punkt der berechneten Querschnitte eine Beulanstrengung vor, die die Grundlage für die Nachbildung des Stabilitätsverhaltens des Versuchsrotorblattes darstellt. In Abbildung 2.4 ist eine Übersicht der Beulsicherheiten der einzelnen Strukturelemente des Rotorblattes (siehe Abbildung 1.2) für einen repräsentativen Schnitt dargestellt. Im Gegensatz zu allen anderen Darstellungen wird hier als Extremfall die 50a-Böenlast gewählt. Dabei treten gegenüber der Nennlast in den UD-Gurten ca. 2,5-fach höhere Randfaserdehnungen auf.

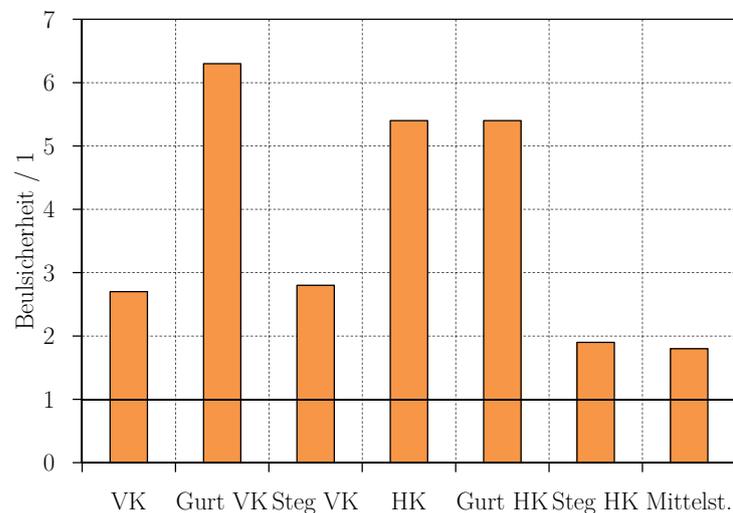


Abbildung 2.4: Stabilitätsvergleich der einzelnen Strukturkomponenten des Rotorblattes: Vorderkante, Gurt an der Vorderkante, Steg an der Vorderkante, Hinterkante, Gurt an der Hinterkante, Steg an der Hinterkante, Mittelstück zwischen den Gurten.

Insbesondere bei der Blattvorderkante, der Blatthinterkante und den beiden Stegen ist die Beulsicherheit gegenüber den anderen Strukturelementen geringer. Durch den Einsatz von Schäumen besitzen diese Strukturelemente jedoch auch bei Extremlasten eine ausreichende Beulsicherheit. Die Gurte sind aufgrund ihrer Dicke nicht beulgefährdet.

2.2 Betrachtung der Lastsituation am Rotorblatt

Die Bestimmung des inneren Belastungszustandes eines Rotorblattes belegt für die Gurte eine nahezu ausschließliche Aufnahme der Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung. Die Stege nehmen die Schubspannungen aus den Querkräften und die Schale die Querkräfte aus der Torsionsbelastung auf (siehe Abschnitt 2.1). Die Belastungen der Strukturbauteile eines Rotorblattes hängen dabei vom Rotorblatt-Radius und vom betrachteten Lastfall ab. Aus diesem Grund ist für eine Nachbildung der realen Lastsituation in einem geeigneten Rotorblatt-Prüfstand eine Untersuchung dieser Einflüsse notwendig. In Abbildung 2.5 ist ein rechnerischer Vergleich der Belastungsanteile aus den Normalspannungen der Gurte sowie aus den Schubspannungen der Stege und der Schale des Originalrotorblattes bei einem Blattradius von 10 m und 28 m für den Nennlastfall dargestellt. Die Ergebnisse beruhen auf den in Abschnitt 2.1 beschriebenen Berechnungen.

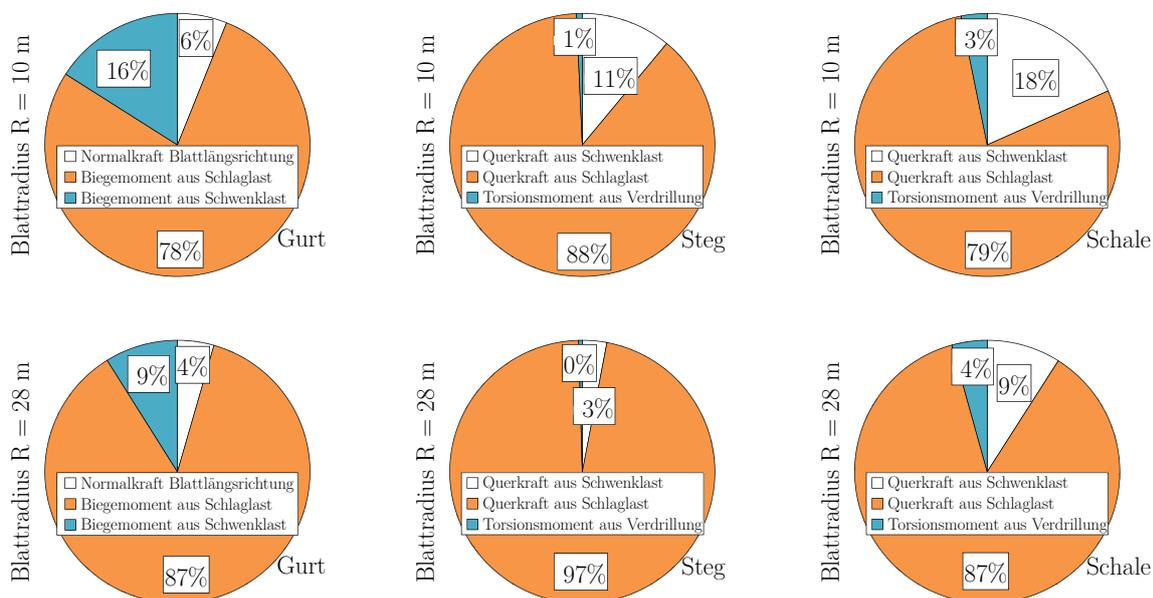


Abbildung 2.5: Vergleich der Belastungsanteile des Originalrotorblattes bei einem Blattradius von 10 m (oben) und 28 m (unten) verschiedener Segmente bei Nennlast: Normalspannungen der Gurte (links), Schubspannungen der Stegs (mitte) und Schubspannungen der Schale (rechts).

Der Vergleich zeigt deutlich, daß die Spannungen aus dem Biegemoment, welches durch die Schlaglast erzeugt wird, dominieren. Die Spannungsanteile sind am Blattanschlußbereich maximal und nehmen zur Blattspitze hin ab. Für den Nennlastfall können die Lasten aus der Normalkraft und dem Torsionsmoment vernachlässigt werden.

In Abbildung 2.6 ist ein Vergleich der Belastungsanteile aus den Normalspannungen der Gurte sowie aus den Schubspannungen der Stege und der Schale des Originalrotorblattes bei Nennlast und 50a-Böenlast bei einem Blattradius von 28 m dargestellt.

Auch bei 50a-Böenlast ist die Schlaglast diejenige Last, die eine signifikante Biegemomentbeanspruchung des UD-CFK-Gurtes in dieser Richtung hervorruft. Aus diesem Grund ist der Anteil der insgesamt vier CFK-Gurte am Gesamtgewicht des Rotorblattes mit über 50 % sehr hoch. Einzig die Blattschale erfährt bei diesem Lastfall ebenfalls ein nennenswertes Torsionsmoment, welches durch die Schränkung des Blattes hervorgerufen wird.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß auf die Rotorblätter einer WEA Lasten in Schlaglast-Richtung (aus der Rotationsebene heraus) infolge der Windlast, in Schwenklast-Richtung (Drehung um die Generatorachse innerhalb der Rotationsebene) und durch die Zentrifugalkräfte in Rotorblatt-Längsrichtung wirken. Letztere können bei der typischen Drehzahl von

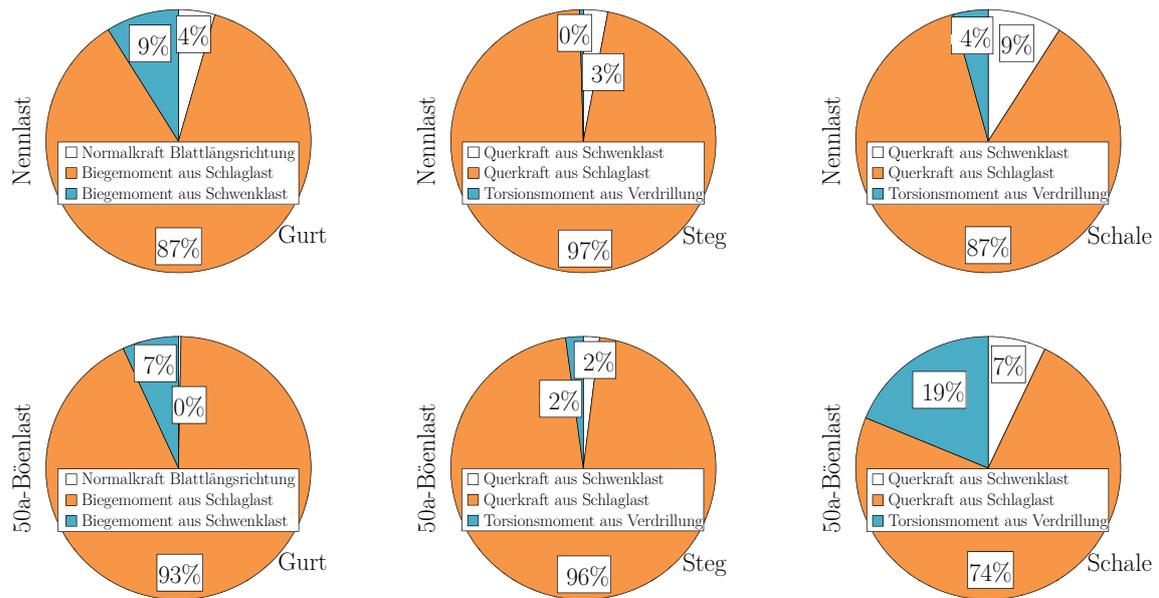


Abbildung 2.6: Vergleich der Belastungsanteile des Originalrotorblattes bei Nennlast (oben) und 50a-Böenlast (unten) verschiedener Segmente bei einem Blattradius von 28 m: Normalspannungen der Gurte (links), Schubspannungen der Stegs (mitte) und Schubspannungen der Schale (rechts).

ca. 15 min^{-1} für eine WEA dieser Klasse in Bezug auf die Werkstoffbeanspruchung vernachlässigt werden. Über 80 % der Windlast werden als Schlaglast über das Rotorblatt in den Turm der WEA abgesetzt. Weniger als 20 % der Windlast tragen als Vortrieb des Rotorblattes in der Rotationsebene und somit zur Energieerzeugung bei. Die Bewegung in Schwenklast-Richtung führt zu einer harmonischen Wechsellast, deren Mittelwert um den Vortrieb verschoben ist. Für die experimentelle Nachbildung dieser Lastsituation wird für den Prüfstand eine unabhängige zweiachsige Lasteinleitung realisiert, die den dominierenden Charakter der Schlaglast berücksichtigt. Eine einachsige bzw. eine nicht unabhängige zweiachsige Belastung würde die reale Lastsituation an einem Rotorblatt nur unvollständig wiedergeben.

2.3 Strukturmechanisches Modell des Versuchsrotorblattes

Die Grundlage für die Entwicklung eines Versuchsrotorblattes bilden die vom Hersteller des Originalrotorblattes zur Verfügung gestellten Geometriedaten, die Materialkennwerte und der Laminataufbau. Dadurch wird eine Berechnung der aerodynamischen Eigenschaften, der Massenverteilungen und der inneren Spannungs- und Verzerrungszustände möglich.

Eine Vergleichbarkeit der strukturmechanischen Belastungen zwischen Original- und Versuchsrotorblatt stellt die Voraussetzung für die folgenden Betriebsfestigkeitsuntersuchungen am Versuchsrotorblatt dar. Für das Versuchsrotorblatt wird die bereits existierende Negativform eines Rotorblattes mit einer Länge von 12 m verwendet (Euros EU 25.0800). Der Rotorblattanschluß, der Blattwurzelbereich und der Abschnitt mit den höchsten inneren Belastungen (Bereich $1/3 \dots 1/2$ in Rotorblatt-Längsrichtung) stellen für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen die Bereiche dar, in denen die Nachbildung der Werkstoffbeanspruchung von möglichst hoher Qualität erfolgen sollte. Die äußeren Bereiche sind von geringerem Interesse, da sowohl das Lastniveau als auch der Spannungszustand keine neuen qualitativen Erkenntnisse liefern. Daher wird vor allem aus Gründen des Aufwandes, der Größe des Prüfstandes und der Kosten das Versuchsrotorblatt in seiner Länge von 12 m auf 8 m reduziert.

Die Fertigung erfolgt in Halbschalen-Sandwich-Bauweise. Die Festlegung der Rotorblattform erzeugt für den Laminataufbau eine Randbedingung, wodurch die äußere Geometrie festgelegt

wird.¹⁶ Der innere Aufbau des Versuchsrotorblattes, bestehend aus zwei Stegen und vier Gurten, entspricht dem Originalrotorblatt. Der betrachtete Spannungs- und Verzerrungszustand bildet den Nennlastfall der WEA bei einem Rotorblattwinkel von 90° ab. Bei diesem Rotorblattwinkel weisen die Gewichtskraft und die aus der Aerodynamik resultierende Schwenkkraft in die gleiche Richtung, wodurch das größte Biegemoment in der Rotationsebene hervorgerufen wird.

2.3.1 Definition der Schnittlasten

Zur Nachbildung des inneren Belastungszustandes des Originalrotorblattes werden in das Versuchsrotorblatt die senkrecht zueinander gerichteten äußeren Hauptlasten (Schlag- und Schwenklast) simultan und unabhängig voneinander eingeleitet. Diese Lasten werden derart gewählt, daß sich die nachzubildenden Normal- und Schubspannungszustände der einzelnen Strukturbauteile des Rotorblattes, die im folgenden dargestellt werden, im Laminat einstellen. Dadurch wird im Versuchsrotorblatt eine zum Originalrotorblatt äquivalente Werkstoffbeanspruchung erzeugt. Da der Laminataufbau noch festzulegen ist, wird als Parameter die Lochleibungsspannung σ_{LL} gewählt, die infolge der Kraftübertragung vom Blattanschluß in die Nabe entsteht [Bas07].

Die Laminatdicke am Blattanschluß ist aufgrund der Vorgabe des Anschlußbolzendurchmessers festgelegt. Für den Blattanschluß wird ein sog. IKEA-Anschluß verwendet, der aus Dehnschrauben besteht, die in Querkraftbolzen verschraubt sind. Durch die Vorspannung der Dehnschrauben und infolge der Biegebelastung des Rotorblattes wird das Laminat von den Querkraftbolzen druckbelastet, so daß die Lochleibungsspannung entsteht. Diese Kräfte werden beim Originalrotorblatt in die Nabe der WEA geleitet und verursachen im Bereich der Querkraftbolzen Spannungsüberhöhungen im Laminat. Unter der Voraussetzung, daß Original- und Versuchsrotorblatt eine äquivalente Lochleibungsspannung besitzen, lassen sich die äußeren Lasten des Versuchsrotorblattes definieren, wodurch der Laminataufbau des Versuchsrotorblattes bestimmt werden kann. Im folgenden wird die Herleitung der Lochleibungsspannungen und der daraus resultierenden äußeren Lasten kurz dargestellt [Bas07]:

- Lochleibungsspannungen:

Die Lochleibungsspannungen σ_{LL} sind grundsätzlich von der Kraft F_{Bolzen} und der Fläche A_{Bolzen} der Bolzen abhängig. Der Verlauf der Kraft F_{Bolzen} entspricht qualitativ dem Verlauf der Normalspannungen σ_x über dem Umfang des Anschlußkreises mit dem Blattanschlußradius R_{BA} . Diese Normalspannungen verteilen sich über den Umfang auf n Querkraftbolzen und auf ein Teilflächenstück $2\pi R_{BA}t/n$ mit der Laminatdicke t . Für den kreisförmigen Blattanschluß des Rotorblattes berechnen sich die Normalspannungen σ_x in Abhängigkeit vom resultierenden Biegemoment M_{res} und dem resultierenden Widerstandsmoment W_{res} (und damit vom Flächenträgheitsmoment I). Die Kraft F_{Bolzen} wirkt auf die Fläche A_{Bolzen} , die für die Lochleibung als Produkt von Bolzendurchmesser D_{Bolzen} und Bolzendicke bzw. Laminatdicke t definiert ist. Es ist jedoch zu beachten, daß diese Fläche um den Bereich der Bohrungsdurchmesser der Dehnschrauben reduziert ist. Dadurch läßt sich die Lochleibungsspannung σ_{LL} mit folgender Gleichung bestimmen:

$$\sigma_{LL} = \frac{8 \cdot M_{res} \cdot R_{BA}^2 \cdot t}{n \left(R_{BA}^4 - (R_{BA} - t)^4 \right) \left(D_{Bolzen} \cdot t - \pi \cdot R_{Bohrung}^2 \right)} \quad (2.1)$$

- Normalspannungen:

¹⁶Die Werkstoffbeanspruchung des Versuchsrotorblattes wird durch den konstruktiven Aufbau und die Laminatverlegung bestimmt. Eine maßstäbliche Verkleinerung des Rotorblattes ist daher nicht notwendig. Die Fertigungskosten für den Formenbau können durch die Verwendung einer bereits bestehenden Negativform gering gehalten werden.

Zur äquivalenten Nachbildung der Einspannungsbedingungen müssen die Normalspannungen σ_x des Original- und des Versuchsrotorblattes übereinstimmen. Sie lassen sich auf Grundlage der Balkentheorie in Abhängigkeit vom Biegemoment M_B und vom Widerstandsmoment W_B mit folgender Gleichung bestimmen:

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot M_{res} \cdot R_{BA}}{\pi \left(R_{BA}^4 - (R_{BA} - t)^4 \right)} \quad (2.2)$$

- Wurzelbiegemomente

Für das Original- und das Versuchsrotorblatt stimmen bei der Ermittlung des resultierenden Wurzelbiegemomentes M_{res} sowohl die Lochleibungsspannungen als auch die Normalspannungen nicht überein. Die Anpassung beider Spannungen erfolgt über die Bolzenanzahl n . Die Gleichungen 2.1 und 2.2 ermöglichen für das Versuchsrotorblatt die Bestimmung der Bolzenzahl n und die Berechnung des daraus resultierenden Moments M_{res} . Nach Ermittlung der Lochleibungsspannungen des Originalrotorblattes erfolgt die Berechnung des Biegemomentes, welches eine identische Lochleibungsspannung im Versuchsrotorblatt hervorruft. Anschließend wird die daraus resultierende Normalspannung des Versuchsrotorblattes mit der des Originalrotorblattes verglichen. Differenzen werden durch eine Veränderung der Bolzenzahl n aufgehoben. Das resultierende Wurzelbiegemoment wird in Schlaglast-Richtung $M_{y,L}$ und Schwenklast-Richtung $M_{z,L}$ zerlegt:

$$M_{res} = \sqrt{M_{y,L}^2 + M_{z,L}^2} = \sqrt{M_{y,L}^2 + M_{y,L}^2 \frac{M_{z,L}^2}{M_{y,L}^2}} = M_{y,L} \sqrt{1 + c^2} = M_{z,L} \sqrt{1 + \frac{1}{c^2}} \quad (2.3)$$

Der Faktor c stellt das Verhältnis der Schnittmomente $M_{y,L}$ und $M_{z,L}$ des Originalrotorblattes dar und ermöglicht die Bestimmung des Wurzelbiegemomentes des Versuchsrotorblattes. Für die Schnittmomente am Blattanschluß $x_L/L = 0$ ergeben sich somit folgende Gleichungen:

$$M_{y,L} \left(\frac{x_L}{L} = 0 \right) = -\frac{M_{res}}{\sqrt{1 + c^2}} \quad (2.4)$$

$$M_{z,L} \left(\frac{x_L}{L} = 0 \right) = \frac{M_{res}}{\sqrt{1 + \frac{1}{c^2}}} \quad (2.5)$$

- Querkräfte:

Für die Einleitung der zur Erzeugung der Wurzelbiegemomente notwendigen Querkräfte in Schlaglast-Richtung $Q_{y,L}$ und Schwenklast-Richtung $Q_{z,L}$ bestehen mehrere Möglichkeiten, die sich hinsichtlich Kosten, Aufwand und Lösungsqualität unterscheiden (siehe Abbildung 2.7). Die konstruktiv am einfachsten zu realisierende Lösung ergibt sich aus der Einleitung von jeweils nur einer Einzellast in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung an der Rotorblattspitze. Daraus würden aus dem Schnittkraftgleichgewicht sowohl konstante Querkräfte als auch linear verlaufende Schnittmomente folgen. Dies würde jedoch nicht den realen Querkraft- und Momentenverläufen entsprechen. Darüber hinaus nehmen bei einer einzelnen Lasteinleitung die Schnittmomente an der Lasteinleitungsstelle den Wert Null an. Durch eine Variation der Einzellasten können die Schnittlastverläufe des Originalrotorblattes in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung approximiert werden.

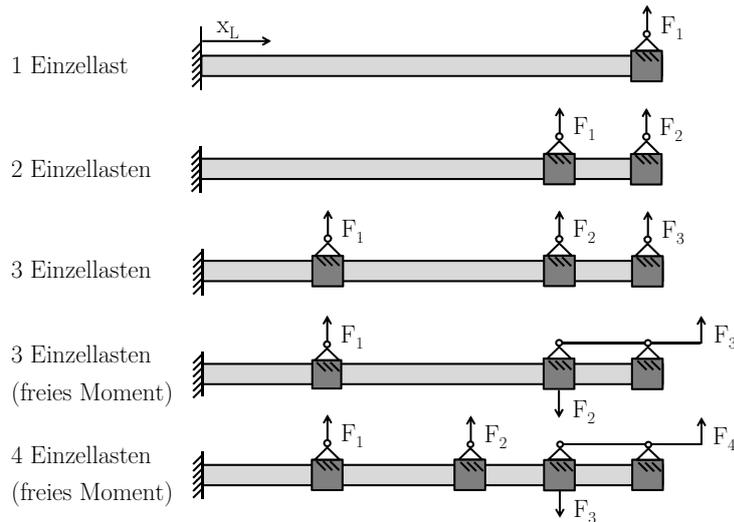


Abbildung 2.7: Verschiedene Möglichkeiten zur Nachbildung der Schnittmomente in Schlaglast- bzw. Schwenklast-Richtung über Variation von Einzellasten

In Abbildung 2.8 ist ein Vergleich des auf den Maximalwert normierten Schnittlastverlaufs in Schwenklast-Richtung zwischen Original- und Versuchsrotorblatt in Abhängigkeit von der Anzahl der Lasteinleitungen dargestellt, wobei die normierte Blattlängskoordinate im Bereich $x_L/L = 0 \dots 2/3$ abgebildet wird.

Bei Anwendung von drei Einzellasten in Kombination mit einem freien Moment entspricht der Schnittmomentenverlauf des Versuchsrotorblattes in Schwenklast-Richtung bis zur zweiten Lasteinleitungsposition weitgehend dem des Originalrotorblattes. Dies begründet sich durch den Schnittkraftverlauf, der durch die Einzellast $F_{y,L.2}$ mit entgegengesetztem Vorzeichen zu den gewünschten Schnittmomenten führt. Durch das Kräftepaar $F_{y,L.2}$ und $F_{y,L.3}$ mit entgegengesetztem Vorzeichen wird an der Position $x_{L.2}/L$ ein freies Moment erzeugt, welches das erforderliche Schnittmoment an dieser Position erzeugt.¹⁷ Durch eine Überhöhung der Einzellast $F_{y,L.3}$ wird ein starker Anstieg des Schnittmomentes $M_{z,L}$ zwischen der zweiten und der dritten Blattschere erzeugt, um den notwendigen Wert bei der zweiten Blattschere zu erreichen. Diese überhöhte Querkraft wird durch die Einzellast $F_{y,L.2}$ korrigiert, so daß sowohl der Querkraft- als auch der Schnittmomentenverlauf eine sehr gute Nachbildung darstellen, wobei grundsätzlich das Schnittmoment als Zielgröße gewählt wird. Eine Verbesserung des Querkraftverlaufs kann nur bei einer gleichzeitigen Verringerung der Qualität des Schnittmomentenverlaufs erreicht werden [Bas07].

Die Verzerrungsberechnung in Abschnitt 2.1 zeigt, daß den Querkraften und dem Biegemoment in Schlaglast-Richtung eine wesentlich größere Bedeutung zukommt. In Abbildung 2.9 ist ein Vergleich des auf den Maximalwert normierten Schnittlastverlaufs in Schlaglast-Richtung zwischen Original- und Versuchsrotorblatt in Abhängigkeit von der Anzahl der Lasteinleitungen dargestellt, wobei auch hier die normierte Blattlängskoordinate im Bereich $x_L/L = 0 \dots 2/3$ abgebildet wird.

¹⁷Eine Approximation der Schnittlasten durch drei vorzeichenegative Einzellasten hätte in diesem Bereich einen geringeren Anstieg des Schnittmoments zur Folge und würde sowohl den Verlauf des Schnittmomentes als auch den der Querkraft nur unzureichend wiedergeben.

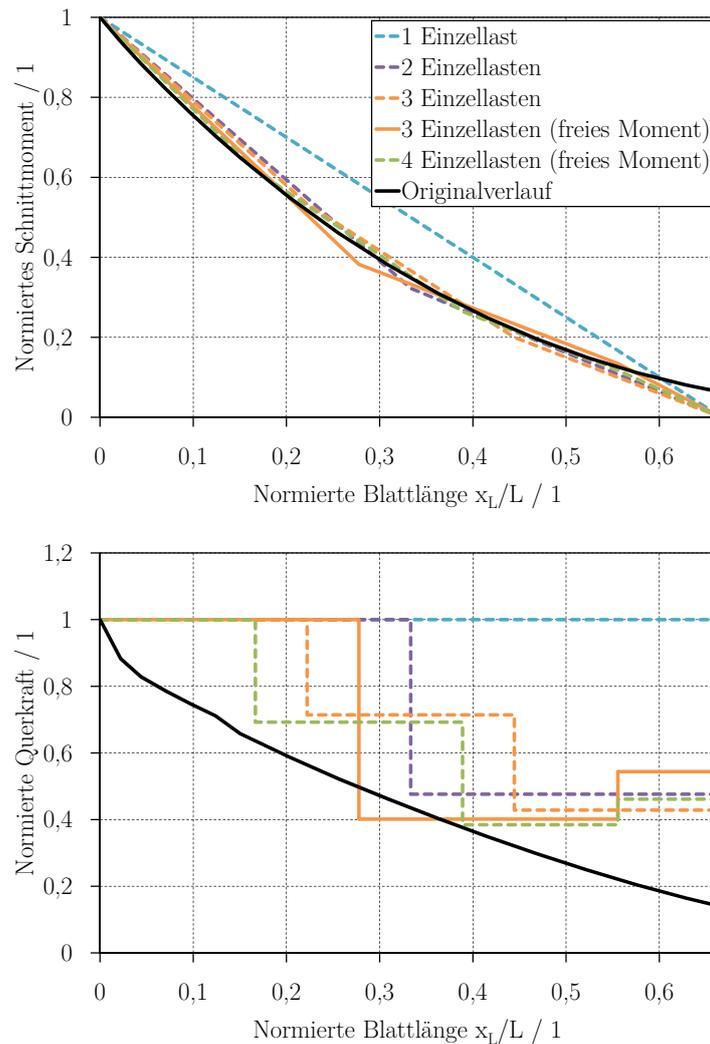


Abbildung 2.8: Vergleich des normierten Schnittlastverlaufs von Biegemoment (oben) und Querkraft (unten) in Schwenklast-Richtung zwischen Original- und Versuchsrotorblatt

Auch in Schlaglast-Richtung entspricht bei Anwendung von drei Einzellasten in Kombination mit einem freien Moment der Schnittmomentenverlauf des Versuchsrotorblattes bis $x_L/L = 5/9$ in guter Annäherung dem des Originalrotorblattes, was durch die entgegengesetzt wirkenden Einzelkräfte $F_{z.L.2}$ und $F_{z.L.3}$ erreicht wird. Das entgegengerichtete Kräftepaar erzeugt über den Abstand $\Delta x_{L.32}/L = x_{L.3}/L - x_{L.2}/L$ das freie Moment bei der zweiten Lasteinleitungsposition, welches zu einer guten Annäherung des Schnittmomentenverlaufs des Versuchsrotorblattes an den des Originalrotorblattes führt. Darüber hinaus wird zwischen dem Blattanschluß und der zweiten Lasteinleitungsposition die Querkraft unter Berücksichtigung der Lasteinleitungsproblematik sehr gut angenähert. Auf eine hohe Nachbildungsqualität des Bereiches zwischen der zweiten und der dritten Lasteinleitungsposition wird zugunsten der sehr guten Wiedergabe der Schnittlasten zwischen dem Blattanschluß und der zweiten Blattschere verzichtet [Bas07].

Für das Versuchsrotorblatt erfolgt daher eine Lasteinleitung an insgesamt sechs Positionen (jeweils drei Positionen für Schlag- und Schwenklast). Die Position $x_{L.3}$ befindet sich an der Blattspitze bei $x_{L.3} = 8$ m. Für die Positionierung der zweiten Lasteinleitung $x_{L.2}$ gilt, daß die Schnittmomente im äußeren Bereich gegenüber dem Originalblatt zu gering abgebildet werden. Daher wird die zweite Lasteinleitungsposition in Verbindung mit der

Lasteinleitungsposition $x_{L,3}$ zur Erzeugung eines freien Momentes im Versuchsrotorblatt zur Realisierung eines Sprungs im Querkraftverlauf verwendet, was eine geringe Entfernung von der Position erfordert. Der Abstand wird mit 1,333 m definiert, so daß sich die Lasteinleitungsstellen gegenseitig nicht behindern ($x_{L,2} = 6,666$ m). Die erste Lasteinleitungsposition befindet sich in der Mitte zwischen dem Blattanschluß und der zweiten Position bei $x_{L,1} = 3,333$ m (siehe Abbildung 2.16).

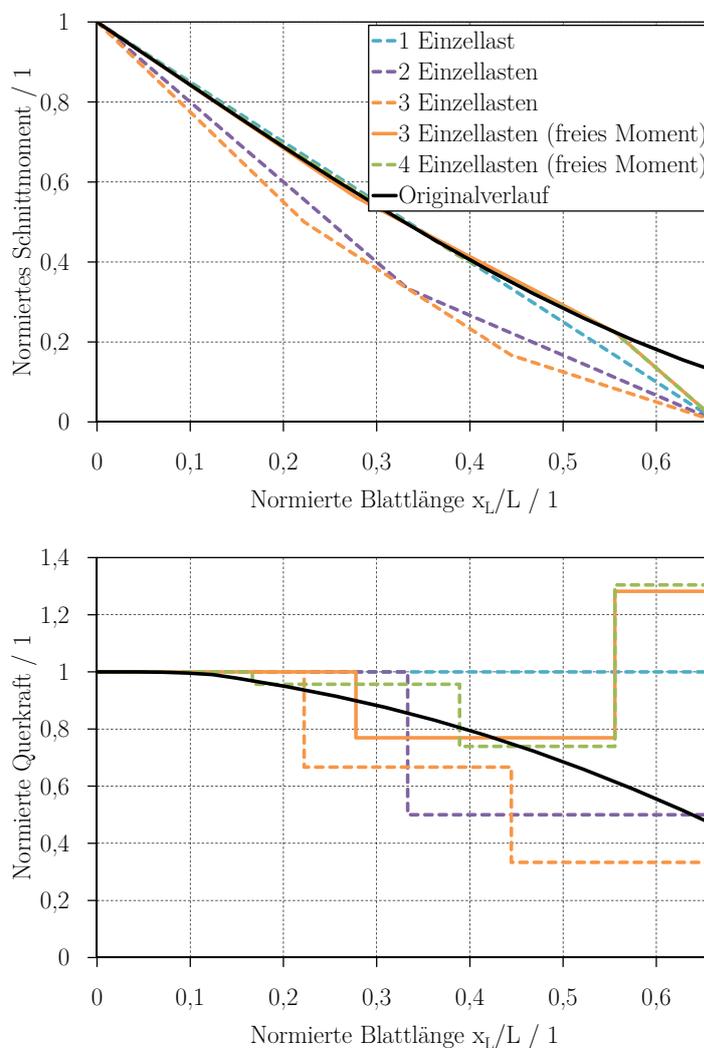


Abbildung 2.9: Vergleich des normierten Schnittlastverlaufs von Biegemoment (oben) und Querkraft (unten) in Schlaglast-Richtung zwischen Original- und Versuchsrotorblatt

Durch die Bestimmung der Lasteinleitungspositionen für Schlag- und Schwenklast ist es möglich, die sechs Einzellasten in Schlaglast-Richtung ($F_{y,L,1}$, $F_{y,L,2}$ und $F_{y,L,3}$) und Schwenklast-Richtung ($F_{z,L,1}$, $F_{z,L,2}$ und $F_{z,L,3}$) unter Berücksichtigung der bereits bestimmten Wurzelbiegemomente $M_{y,L}$ und $M_{z,L}$ bei möglichst guter Annäherung des Schnittlastverlaufs an den des Originalrotorblattes anzugeben. Die folgenden Gleichungen geben die Querkräfte und Schnittmomente zwischen dem Blattanschluß und der ersten Lasteinleitung an:¹⁸

¹⁸Für die beiden anderen Bereiche zwischen den Blattscheren gelten ähnliche Ausdrücke, so daß diese aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht angegeben werden.

$$Q_{y.L} (0 \leq x_L \leq x_{L.1}) = F_{y.L.1} + F_{y.L.2} + F_{y.L.3} \quad (2.6)$$

$$Q_{z.L} (0 \leq x_L \leq x_{L.1}) = F_{z.L.1} + F_{z.L.2} + F_{z.L.3} \quad (2.7)$$

$$M_{y.L} (0 \leq x_L \leq x_{L.1}) = F_{z.L.1} (x_L - x_{L.1}) + F_{z.L.2} (x_L - x_{L.2}) + F_{z.L.3} (x_L - x_{L.3}) \quad (2.8)$$

$$M_{y.L} (0 \leq x_L \leq x_{L.1}) = F_{y.L.1} (x_{L.1} - x_L) + F_{y.L.2} (x_{L.2} - x_L) + F_{y.L.3} (x_{L.3} - x_L) \quad (2.9)$$

Insgesamt werden über 50 % der Länge des Versuchsrotorblattes einschließlich des Blattanschlusses hinsichtlich der Belastungen sehr gut wiedergegeben, was vor allem für die aus strukturmechanischer Sicht kritischen Stellen der Lasteinleitung und des Übergangsbereiches gilt.

2.3.2 Laminataufbau

Für die Bestimmung des Laminataufbaus ist die Festlegung aller in das Versuchsrotorblatt eingeleiteten Einzellasten notwendig. Die Dimensionierung erfolgt analog der Analyse des Originalrotorblattes (siehe Abschnitt 2.1). Die Spannungen und Verzerrungen des Originalrotorblattes bilden die Zielfunktion mit dem Laminataufbau als Variable, wobei die in Abschnitt 2.3.1 definierten Schnittlasten die Randbedingungen darstellen. Die Geometrie des Versuchsrotorblattes liegt in Form von Koordinatenpunkten einzelner Profilschnitte vor. Die Gurtpositionen und -breiten werden proportional zum Originalrotorblatt gewählt. Die Gurtdicken werden in Abhängigkeit von den Spannungen variiert. Wie im Originalrotorblatt nehmen im Blattwurzelbereich der Anteil der Triaxial-Verstärkungsgelege in Blattlängsrichtung linear ab und die Gurtdicken zu.

Die inneren Belastungszustände des Originalrotorblattes sind an den Positionen $x/L = 0; 0,15; 0,31; 0,47; 0,63; 0,79$ und $0,95$ bekannt. Daher ergeben sich für das 8 m lange Versuchsrotorblatt fünf Profilschnitte, die an das Spannungs- und Verzerrungsniveau des Originalrotorblattes anzupassen sind: $x_L = 0 \text{ m}; 1,8 \text{ m}; 3,72 \text{ m}; 5,64 \text{ m}$ und $7,56 \text{ m}$. Für die fünf zur Verfügung stehenden Querschnitte des Versuchsrotorblattes erfolgt die Berechnung der Spannungen und Verzerrungen analog zu den Berechnungen der Verzerrungen, der Schubspannungen und der Holmabtriebskräfte (siehe Abschnitt 2.1) mit den in Abschnitt 2.3.1 definierten Schnittlasten. Durch eine Variation der Laminatdicken der Gurte, der Stege und der Schale werden die inneren Belastungen denen des Originalrotorblattes angenähert. In Tabelle 2.1 sind die für die Anfertigung des Versuchsrotorblattes verwendeten Halbzeuge dargestellt. Weitere Materialkennwerte sind in Abschnitt 4.2 angegeben. In Abbildung 2.10 ist der Laminataufbau des Versuchsrotorblattes dargestellt, wobei zu beachten ist, daß die Flächengewichte der einzelnen Materialien unterschiedlich sind [Bas07].

Tabelle 2.1: Halbzeuge des Versuchsrotorblattes

Bezeichnung	Beschreibung
Biaxial-Gelege	GFK (Saertex), 1010 g/m ² , Breite 1270 mm
Biaxial-Gelege	GFK (Saertex), 600 g/m ² , Breite 1270 mm (nur Stege und Stegwinkel)
Triaxial-Gelege	GFK/CFK (Saertex), 1240 g/m ² , Breite 1270 mm
UD-Gelege	CFK (Tenax), 300 g/m ² , Breite 90 mm
Stützstoff Schaum	Airex C70/55
Stützstoff Holz	Baltek SB 100
Laminierharz	Momentive L 135
Härter	Momentive H 135...139

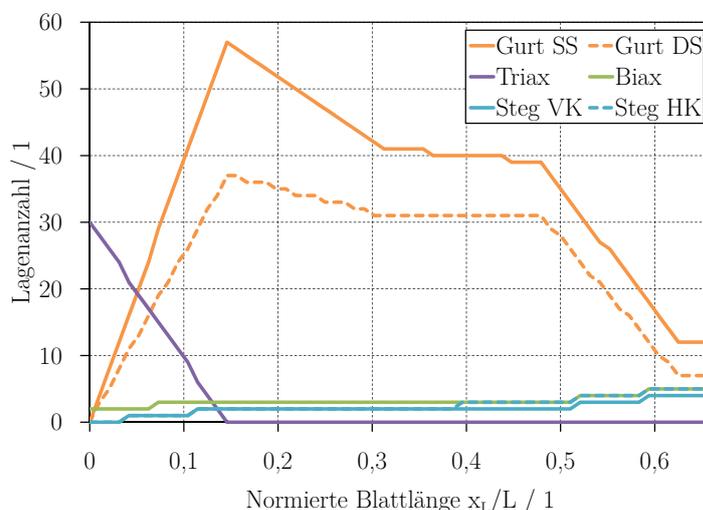


Abbildung 2.10: Laminataufbau des Versuchsrotorblattes für die Verstärkungslagen, die Schale, die Stege sowie die Gurte der Saugseite (SS) und der Druckseite (DS)

Zwischen den fünf Stützstellen werden die Laminatdicken linear interpoliert. Für die Lagenanzahl können nur ganzzahlige Werte verwendet werden. Da das Versuchsrotorblatt aus den Originalhalbzeugen, die ein sehr großes Flächengewicht besitzen, hergestellt wird, sind bei einer weiteren Verkleinerung des Versuchsrotorblattes unter Umständen die entstehenden Steifigkeitssprünge sehr groß. Für die Gurte ist zu beachten, daß sich deren Breite im Originalrotorblatt zur Blattspitze hin verringert. Für das Versuchsrotorblatt könnte bei Verwendung von CFK-Rovings ebenfalls eine Verringerung der Breite der Gurte zur Blattspitze realisiert werden. Durch die Verwendung von CFK-UD-Bänder statt CFK-Rovings besitzen die Gurte des Versuchsrotorblattes jedoch eine über der Blattlänge konstante Breite.

Da das Flächengewicht der UD-Gurte im Vergleich zu den Biaxial- und Triaxial-Gelegen sehr gering ist, kann hier ein quasi-kontinuierlicher Verlauf realisiert werden. Die Gurte weisen auf der Profilsaugseite aufgrund der geringeren Druckfestigkeit stets größere Querschnitte als auf der Druckseite auf, so daß die Druckseite steifer ausgeführt und dadurch ein geringeres Lastniveau erreicht wird. Die Lagenanzahl der Schale beträgt am Blattanschluß zwei und wird bis zur Blattspitze stetig erhöht. Die Stege werden entsprechend dem Originalrotorblatt erst ab einem Profilschnitt von $x_L/L = 0,15$ verlegt. Die Biegemomentenverläufe $M_{y,L}$ und $M_{z,L}$ nehmen vom Blattanschluß zur Blattspitze hin kontinuierlich ab, weshalb die Querschnittsflächen der Gurte ab $x_L/L = 0,15$ geringer werden. Die schubbelasteten Stege und die Schale besitzen ih-

re maximale Dicke aufgrund des Schnittlastverlaufs (siehe Abbildung 2.8 und 2.9) im äußeren Bereich des Versuchsrotorblattes. Durch die Einleitung entgegengesetzt wirkender Querkräfte an den Lasteinleitungspunkten ergeben sich in diesem Bereich sehr große Querkräfte, so daß für ein vorgegebenes Spannungs-niveau ein erhöhter Materialaufwand erforderlich ist. Der Bereich $x_L/L = 5/9 \dots 2/3$ ist von geringerer Bedeutung, weshalb der Schwerpunkt auf die Nachbildung im Bereich $x_L/L = 0 \dots 1/2$ gelegt wird [Bas07]. Aufgrund des vorliegenden Laminatplans können die Gurtverzerrungen und die Schubspannungen der Stege und der Schale vom Original- und Versuchsrotorblatt verglichen werden (siehe Abbildung 2.11 und 2.12).

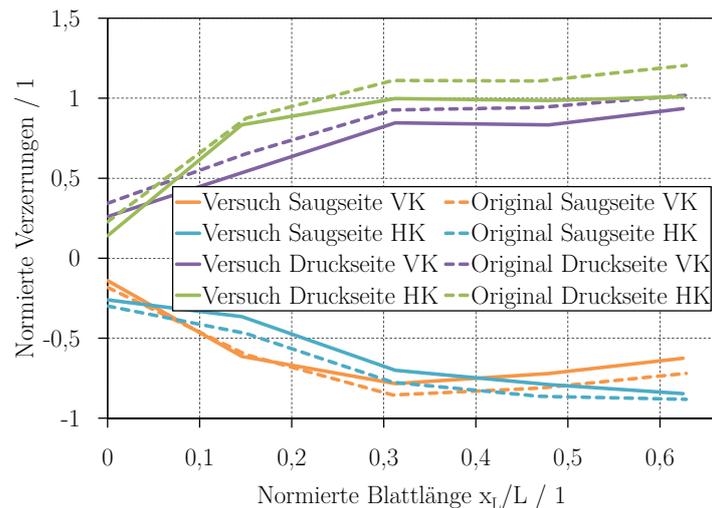


Abbildung 2.11: Vergleich der Gurtverzerrungen zwischen Original- und Versuchsrotorblatt

Die Verzerrungen der vier Gurte in Rotorblatt-Längsrichtung sind jeweils auf den Maximalwert normiert. Die maximalen Abweichungen zwischen Original- und Versuchsrotorblatt liegen bei 5...10%. Eine vollkommen identische Verzerrungsverteilung ist aufgrund der unterschiedlichen Schränkung von Original- und Versuchsrotorblatt nicht realisierbar. Die Gurte auf der Druck- und Saugseite des Profils weisen jeweils die gleiche Querschnittsfläche auf.

Für einen Vergleich der auf den Maximalwert normierten Schubspannungen in der Schale wird ein Punkt auf der Profilsaugseite in der Mitte zwischen dem Hinterkantengurt und der Hinterkante betrachtet. Die Stegbelastung entspricht den Extremwerten in der Mitte der Stege. Die maximalen Abweichungen in den ersten 50% der Rotorblattlänge sind kleiner 5%. Im äußeren Bereich des Rotorblattes liegt aufgrund der Einleitung der Einzellasten in der Schale und in den Stegen eine stärkere Abweichung vom Originalspannungszustand vor, die durch die großen Flächengewichte und damit Laminatdicken der $\pm 45^\circ$ -Gelege verursacht wird. Die CFK-UD-Gurte besitzen ein derart geringes Flächengewicht und eine damit vergleichsweise geringe Dicke, daß sie als quasi-kontinuierlich betrachtet werden können. Die Einzelschichtdicke der Glasfasergelege liegt hingegen in der Größenordnung der Gesamtlaminatdicke. Die Veränderung der Lagenanzahl um eine Einzelschicht in den Stegen und in der Schale würde bereits zu signifikanten Änderungen des Spannungsniveaus führen. Diese Problematik wird durch den Einsatz eines Biaxial-Geleges mit reduziertem Flächengewicht erheblich reduziert.¹⁹ Durch die Verringerung der Einzelschichtdicke ist eine bessere Anpassung der Laminatdicke von den Stegen und der Schale möglich [Bas07].

Bei der Beurteilung der Nachbildungsqualität der inneren Lasten muß berücksichtigt werden, daß Änderungen der Laminatdicke einer Strukturkomponente sowohl zu Änderungen des Spannungsniveaus in diesem Bereich als auch in allen anderen Querschnittspunkten führen. Aus

¹⁹Die Materialkennwerte des Biaxial-Geleges stimmen bis auf das Flächengewicht mit denen des Original-Werkstoffes überein.

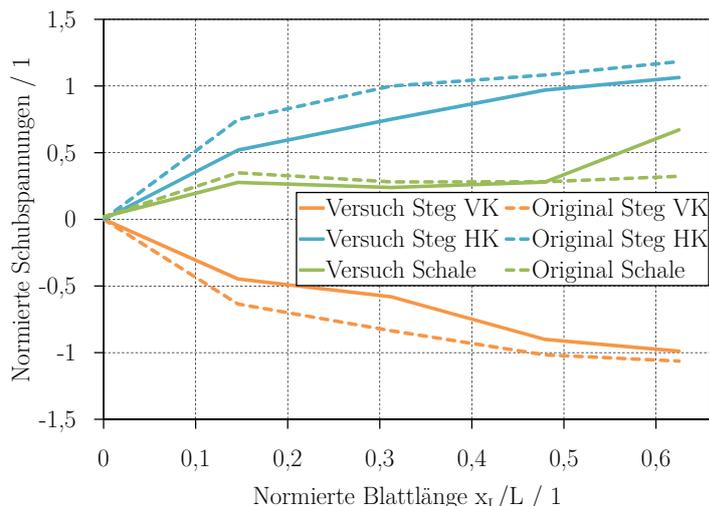


Abbildung 2.12: Vergleich der Schubspannungen zwischen Original- und Versuchsrotorblatt

diesem Grund sind die einzelnen Elemente gekoppelt mit anderen Bauteilen zu betrachten. Um das Ziel einer möglichst hohen Übereinstimmungsrate aller Anstrengungen zu erreichen, ist es ggf. erforderlich, die weniger gute Nachbildung eines lokalen Spannungsniveaus zugunsten einer besseren Wiedergabe in anderen Bereichen zu akzeptieren. Die dargestellten Ergebnisse der Nachbildungen der Spannungen und Verzerrungen sind trotz der geringen Abweichungen von sehr guter Qualität und bilden damit die Grundlage für die späteren Betriebsfestigkeitsuntersuchungen [Bas07].

2.3.3 Kerndicken des Sandwich-Aufbaus

Die Nachbildung der Stabilitätseigenschaften beschränkt sich auf die Dimensionierung der Schaum- und Holzstärken, da sämtliche Alternativen für deren Beeinflussung durch die gewählten Randbedingungen ausgeschlossen werden. Eine Reduzierung der Beulanstrengung durch eine Erhöhung des Materialeinsatzes ist durch die Forderung eines äquivalenten Spannungsniveaus von Original- und Versuchsrotorblatt nicht möglich. Aufgrund der Verwendung der originalen Faserhalbzeuge ist eine Optimierung der Faserorientierung hinsichtlich des Stabilitätsversagens ebenfalls nicht durchführbar. Aus diesem Grund werden die Biegesteifigkeiten der Lamine durch die Dicken der Schaum- und Holzschichten angepasst.

Die Stabilitätsberechnungen des Versuchsrotorblattes erfolgen analog zu denen des Originalrotorblattes. Für jeden Geometriepunkt wird die Beulanstrengung bestimmt und die Schaum- bzw. Holzdicke variiert, bis die maximale Beulanstrengung der des Originalrotorblattes entspricht. In Abbildung 2.13 sind die Kerndicken des Versuchsrotorblattes dargestellt.

Analog zum konstruktiven Aufbau des Originalrotorblattes befinden sich auch im Versuchsrotorblatt in den Stegen und in den Beulfeldern an der Vorder- und Hinterkante Schäume und zwischen den Gurten Balsaholz. Zwischen den fünf berechneten Stützstellen werden die Ergebnisse linear interpoliert.²⁰ Aufgrund der Lasteinleitungsproblematik ist der Bereich $x_L/L = 5/9 \dots 2/3$ nur bedingt mit dem Originalrotorblatt vergleichbar [Bas07].

²⁰Im Gegensatz zur Laminatauslegung sind keine Dickensprünge zu beachten, da das Material durch Schleifen bearbeitet und somit den Anforderungen an die Dimensionierung stufenlos angepasst werden kann.

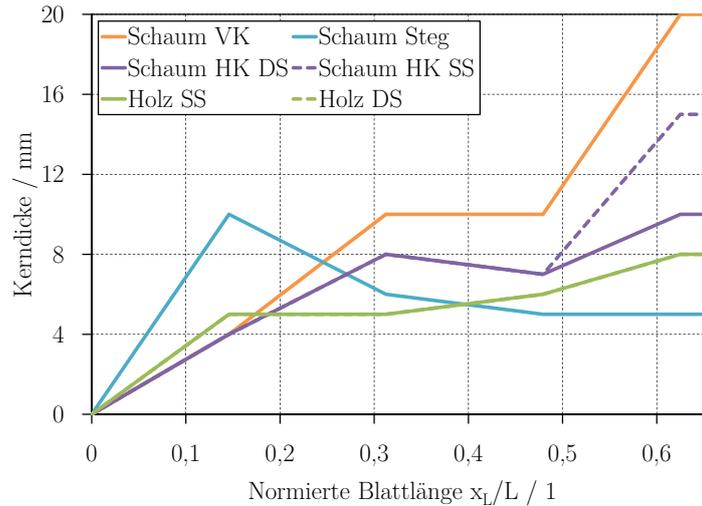


Abbildung 2.13: Kerndicken des Versuchsrotorblattes

2.3.4 Anfertigung des Versuchsrotorblattes

Für die Anfertigung eines Versuchsrotorblattes ist ein Laminatplan mit Angaben zur Verlegung der Gelege, Gewebe und Stützstoffe nicht ausreichend. Die Spezifizierung aller einzelnen Fertigungsschritte und Details zur Anfertigung des Rotorblattes macht die Entwicklung eines Fertigungsplans erforderlich. Dieser beschreibt Fertigungsdetails, gibt Halbzeuglängen und -dicken an und legt die Reihenfolge der Bearbeitungsschritte fest. Der Laminat- und der Fertigungsplan können nur nach endgültiger Auswahl der Rotorblattform angefertigt werden. In Abbildung 2.14 ist ein Ausschnitt des Fertigungsplans dargestellt. Darin ist der Lagenaufbau der CFK-UD-Gurte mit Hinweisen zur Abstufung für die Druck- und Saugseite dargestellt. Der vollständige Fertigungsplan befindet sich im Anhang A.

Die Herstellung des Versuchsrotorblattes orientiert sich an der Fertigung des Originalrotorblattes. Dazu wird die für die Fertigung präparierte, d.h. geschliffene und mit Trennmittel behandelte Negativform verwendet, in der das 8 m lange Versuchsrotorblatt hergestellt wird. Die Fertigung erfolgt in Halbschalen-Sandwich-Bauweise. Die Gelege werden im Nasslaminier-Verfahren mit Vakuum-Unterstützung verlegt. Alle verwendeten Halbzeuge kommen auch beim Originalrotorblatt zum Einsatz.

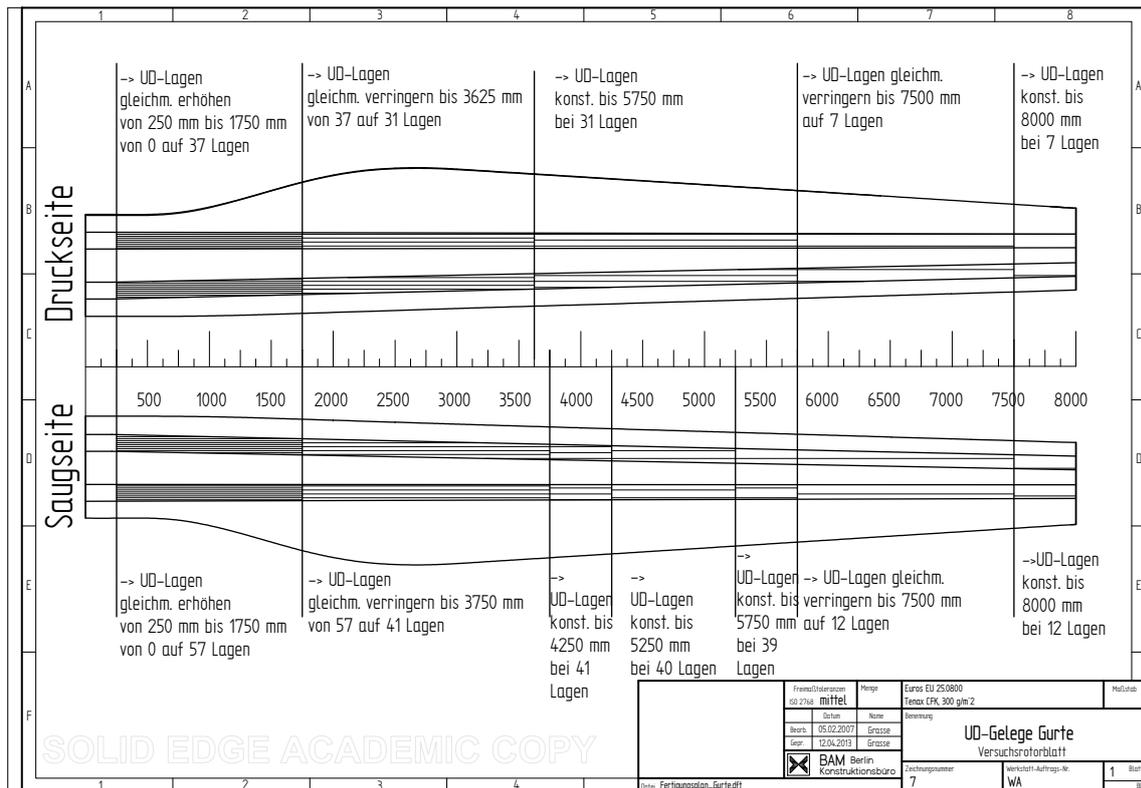


Abbildung 2.14: Ausschnitt des Fertigungsplans für das Versuchsrotorblatt mit Angaben der Laminatbelegung der Gurte der Druck- und Saugseite und mit Fertigungshinweisen zur Verteilung der UD-Gelege über der Rotorblatt-Länge

Der Fertigungsablauf des Versuchsrotorblattes gleicht grundsätzlich dem des Originalrotorblattes. Nachfolgend werden die einzelnen Produktionsschritte kurz beschrieben:

- Fertigung der beiden Halbschalen (Druck- und Saugseite). Dazu werden die GFK-Biaxial-Gelege in die mit Trennmittel beschichtete und mit Abreißgewebe ausgelegte Form gelegt. Anschließend werden die Gelege mit Laminierharz getränkt und mit Hilfe einer Rolle durch Anpressen entlüftet. Die Aushärtung findet unter Vakuum statt (Handauflegeverfahren mit Vakuumpressen).
- Verklebung der Stützstoffe (Balsa-Holz und PVC-Schaum). Die Stützstoffe werden mit einer Lage GFK-Biaxial-Gelege abgedeckt. An die Position der späteren Gurte werden keine Stützstoffe verklebt, wodurch die Gurtkanäle entstehen. Für die Übergänge zu den Gurtkanälen wird ein Kantenradius modelliert. Die Verklebung findet mit Vakuum-Unterstützung statt.
- Applikation der Fasersensorik (siehe Abschnitt 3.3.2)
- Anfertigung der CFK-UD-Gurte. Dazu werden die 100 mm breiten UD-Bänder in die Gurtkanäle gelegt und mit einer Lage GFK-Biaxial-Gelege abgedeckt. Die Aushärtung erfolgt unter Vakuum.
- Anfertigung der Stege mit PVC-Schaum als Stützstoff. Diese werden außerhalb der Negativformen gefertigt. Nach der Aushärtung erfolgt der Konturschnitt.
- Verklebung der Stege. Dazu werden die Stege in der Mitte der Gurte in der Druckseite der Schale positioniert und mit Winkellagen verklebt.

- Verklebung der beiden Halbschalen. Gleichzeitig werden die beiden Stege über Winkellagen mit der Saugseite verklebt.
- Herauslösen des verklebten Rotorblattes aus der Negativform.
- Planfräsen des Blattanschlusses.

In Abbildung 2.15 sind einzelne Schritte der Anfertigung des Versuchsrotorblattes dargestellt. Die Abbildung der geschlossenen Negativform lässt den Aufbau der Form aus 24 einzelnen Profilschnitten erkennen. Die Abbildung der beiden Schalen zeigen neben der Schalenbelegung aus $\pm 45^\circ$ -Biaxial-Gelege auch die Belegung des Blattanschlussbereiches mit Triaxial-Gelege. Die innere Begrenzung der Gurtkanäle wird durch die Verlegung des Stützstoffes aus Balsaholz realisiert. Die Herstellung findet in der Produktionsstätte des Herstellers des Originalrotorblattes statt, weshalb dieselben Fertigungstechnologien angewendet werden und auf die Erfahrung der Fertigungsmitarbeiter zurückgegriffen werden kann.

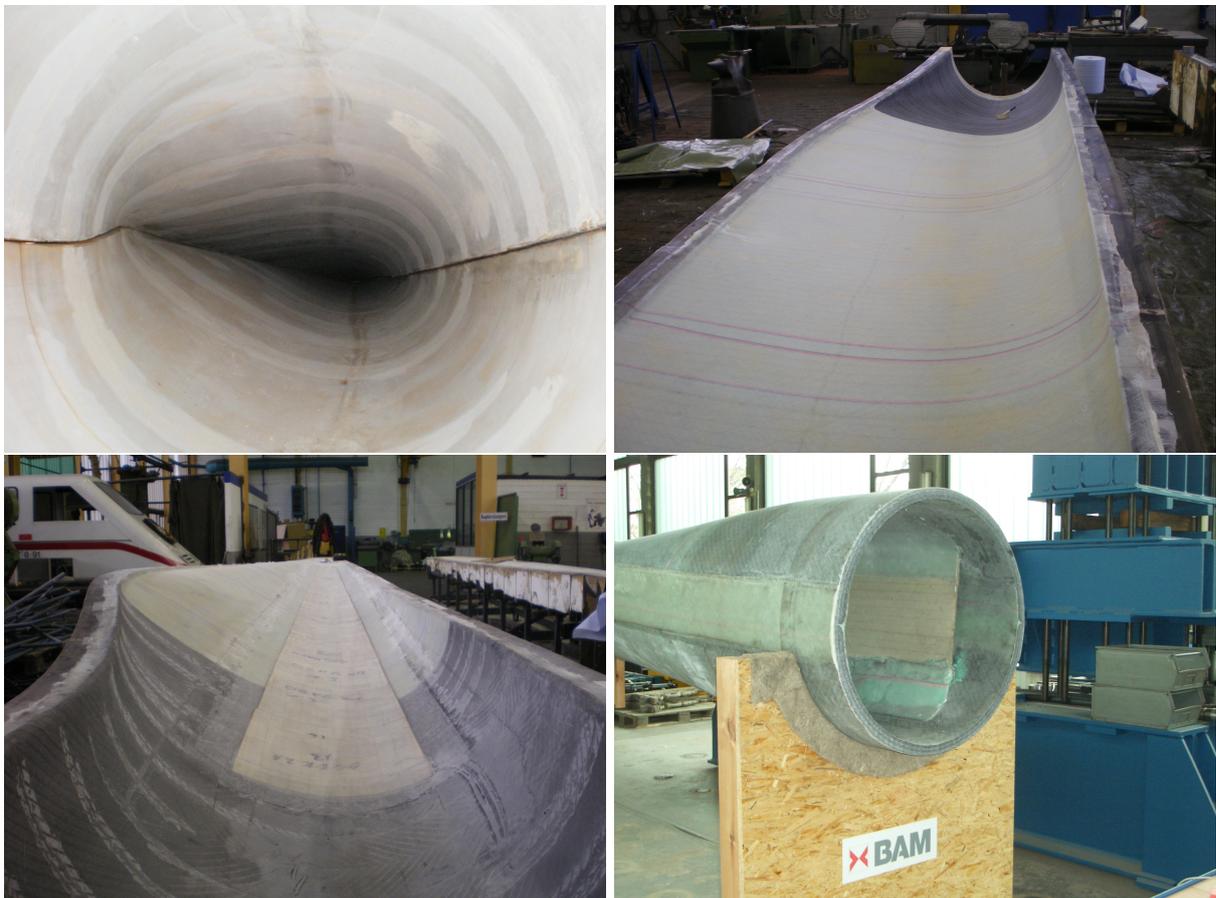


Abbildung 2.15: Einzelne Schritte der Herstellung des Versuchsrotorblattes: Geschlossene Rotorblattform im Anlieferungszustand (oben links), Belegung der Druckseite mit Biaxial-Gelege (oben rechts), Verklebung des Stützstoffes Balsaholz zwischen den späteren Gurten in der Saugseite (unten links), fertig produziertes Versuchsrotorblatt in der BAM (unten rechts).

Für den Anschluß des Versuchsrotorblattes an den Prüfstand kommen Stehbolzen zum Einsatz, die mit Querbolzen verschraubt sind. Diese Konfiguration entspricht dem Anschluß des Originalrotorblattes an der Nabe. Da 40 Stehbolzen für den Anschluß des Rotorblattes verwendet werden, müssen sowohl stirnseitig als auch blattschalenseitig jeweils 40 Bohrungen für die Stehbolzen (Durchmesser 18 mm) und die Querbolzen (Durchmesser 33 mm) hergestellt werden. Zur Vermeidung von Winkelfehlern und zur Realisierung eines spannungsfreien Blattanschlusses wird eine Bohrschablone angefertigt, mit deren Hilfe unter Verwendung von Bohrbuchsen die insgesamt 80 Bohrungen für die jeweils 40 Quer- und Längsbolzen hergestellt werden können. Die Bohrvorrichtung des Originalrotorblattes kann aufgrund des deutlich verkleinerten Blattanschlußdurchmessers nicht verwendet werden.

2.4 Beschreibung des Rotorblatt-Prüfstandes

Der Rotorblatt-Prüfstand wird vollständig mittels 3D-CAD-Technologie entwickelt. Der Aufbau des Prüfstandes erfolgt auf einem Aufspannfeld der BAM, Fachbereich 7.2 (Ingenieurbau). Zur Vermeidung von Schnittstellenfehlern wird dieses in die Konstruktion mit einbezogen. Die Konstruktion beinhaltet die vollständige Berechnung aller Bauteile und -gruppen. Als Dimensionierung für den Stahlbau wird die Bruchlast gewählt, die mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren versehen wird. Zur Wahrung der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung der Berechnungen, die im wesentlichen einfache mechanische Zusammenhänge beinhalten, die z.B. GROTHE [Gro04] beschreibt, verzichtet.

2.4.1 Lasteinleitung

Eine Einleitung von sechs Einzelkräften in das Versuchsrotorblatt über sechs einzelne Hydraulikzylinder ist aufwendig und teuer. Aus diesem Grund werden die Lasten über zwei voneinander unabhängige Lasteinleitungsgestelle für die Schlag- und Schwenklasten in das Rotorblatt eingeleitet. Diese sind prinzipiell identisch aufgebaut und unterscheiden sich nur durch ihre Hebelübersetzungen. Dadurch werden aus je einer Einzellast drei definierte Einzellasten generiert. In Abbildung 2.16 ist die Prinzipskizze eines Lasteinleitungsgestells dargestellt.

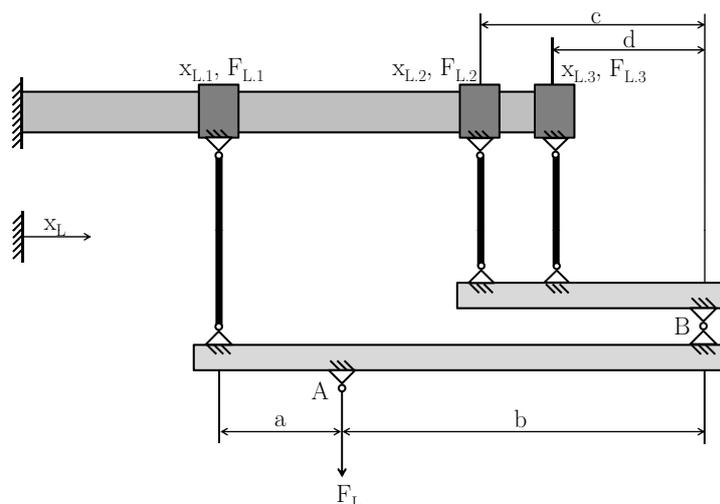


Abbildung 2.16: Prinzipskizze der Lasteinleitung über Lasteinleitungsgestell

Die Dimensionierung der Einzellasten erfolgt über Balken, die mit entsprechenden Hebelarmen versehen einstellbare Kräfte erzeugen. Die Kraft am gelenkig gelagerten Kopplungspunkt A wird

durch einen Hydraulikzylinder erzeugt und auf den in Blattlängsrichtung orientierten Balken mit der Gesamtlänge $a + b$ übertragen. Dieser Balken überträgt die Lasten sowohl an die Lasteinleitungsposition $x_{L.1}$ als auch über den Kopplungspunkt B zum zweiten Balken mit der Länge c . Dort teilt sich die Kraft in die Einzellasten $F_{L.2}$ und $F_{L.3}$ auf, um an den Lasteinleitungspositionen $x_{L.2}$ und $x_{L.3}$ in das Rotorblatt zu wirken. Die Längen der einzelnen Hebelarme a , b , c und d können über Momentengleichgewichte und mit Hilfe der in Kapitel 2.3.1 definierten geometrischen Zusammenhänge der Lasteinleitungspositionen bestimmt werden. Der prinzipielle Aufbau ist für Schlag- und Schwenklast identisch, so daß sich die Längen der einzelnen Hebelarme als Funktion des Querkraft- und Schnittmomentenverlaufs ergeben. Über die folgenden Gleichungen können die Momentengleichgewichte um die Kopplungspunkte A und B gebildet werden:

$$\sum M^A = F_{L.1}a - (F_{L.2} + F_{L.3})b = 0 \quad (2.10)$$

$$\sum M^B = F_{L.2}c + F_{L.3}d = 0 \quad (2.11)$$

Die beiden fehlenden Informationen werden durch die geometrischen Zusammenhänge zwischen den gesuchten Hebelarmen und den Lasteinleitungspositionen geliefert:

$$x_{L.3} - x_{L.2} = c - d \quad (2.12)$$

$$a + b = x_{L.2} - x_{L.1} + c \quad (2.13)$$

Da sowohl die Einzellasten als auch die Krafteinleitungspositionen bekannt sind, ist die Bestimmung der gesuchten Größen möglich, und es ergeben sich für die gesuchten Balkenlängen bzw. Hebelarme folgende Werte:²¹

$$a = \frac{F_{L.2}(x_{L.2} - x_{L.1}) + F_{L.3}(x_{L.3} - x_{L.1})}{F_{L.1} + F_{L.2} + F_{L.3}} \quad (2.14)$$

$$b = \frac{F_{L.1}(x_{L.2} - x_{L.1})}{F_{L.1} + F_{L.2} + F_{L.3}} + \frac{F_{L.1}F_{L.3}(x_{L.3} - x_{L.2})}{(F_{L.1} + F_{L.2} + F_{L.3})(F_{L.2} + F_{L.3})} \quad (2.15)$$

$$c = \frac{F_{L.3}(x_{L.3} - x_{L.2})}{F_{L.2} + F_{L.3}} \quad (2.16)$$

$$d = \frac{F_{L.2}(x_{L.2} - x_{L.3})}{F_{L.2} + F_{L.3}} \quad (2.17)$$

Die Kraft am Zylinder ergibt sich aus der Summe der Einzellasten:

$$F_L = F_{L.1} + F_{L.2} + F_{L.3} \quad (2.18)$$

Durch die Berechnung der Längen und Kräfte können die Lasteinleitungsgestelle konstruiert werden (siehe Abbildung 2.17). Zur Anwendung kommen Stahlbau-Hohlprofile nach DIN EN 10210, die eine Verschiebung der Halteklammern, an denen sich die Lasteinleitungspositionen befinden, zur Einstellung des gewünschten Hebelverhältnisses zulassen.

Die Schlag- und Schwenklasten werden über Blattscheren in den jeweiligen Schubmittelpunkt des Versuchsrotorblattes eingeleitet. Durch die Wahl des Schubmittelpunktes als Kraftangriffspunkt wird keine Torsionslast erzeugt. Ist diese erwünscht, kann der Kraftangriffspunkt verschoben werden. Die Blattscheren können bei der Durchführung der Modalanalysen nicht montiert bleiben, da aufgrund des Eigengewichts Eigenfrequenzverschiebungen entstehen würden. Aus diesem Grund ist die Möglichkeit eines schnellen Ab- und Anbaus zu gewährleisten. In Abbildung 2.18 ist die Konstruktion der Blattscheren dargestellt.

²¹Die Werte der Balkenlängen und Hebelarme sind in Tabelle 2.3 dargestellt.

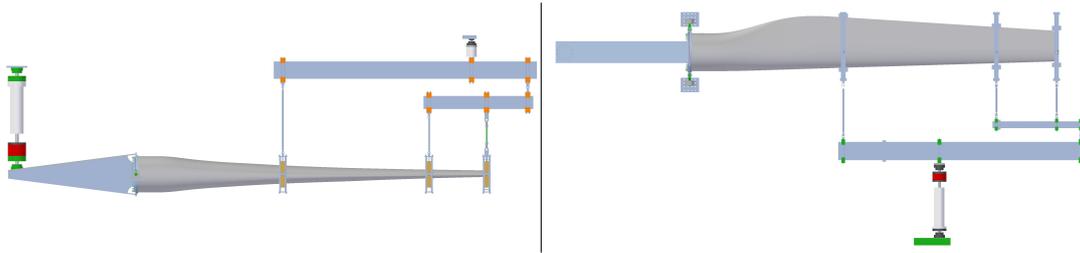


Abbildung 2.17: CAD-Konstruktion des Lasteinleitungsgestells für Schlaglast mit kinematischer Umkehr über Gegenhebel (links) und für Schwenklast mit direkter Lasteinleitung (rechts)

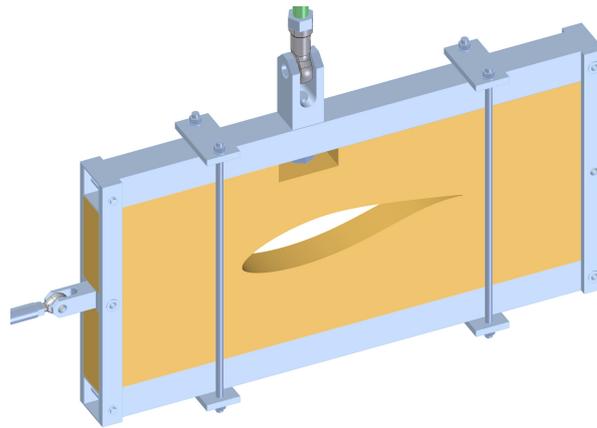


Abbildung 2.18: CAD-Konstruktion einer Blattschere zur Lasteinleitung der Einzelkräfte in das Versuchsrotorblatt

Als Werkstoff für die Blattscheren kommt orthotropes Multiplex-Holz zum Einsatz, welches sich durch eine hohe Druckfestigkeit auszeichnet. Der Kontakt zwischen Blattschere und Blattschale erfolgt über ein rutschhemmendes Elastomer, welches eine Verschiebung der Blattscheren in Blattlängsrichtung verhindert. Als zusätzliche Verschiebungsbehinderung werden auf das Versuchsrotorblatt Klebewinkel angebracht, die darüber hinaus eine schnelle und reproduzierbare Positionierbarkeit der Blattscheren ermöglichen. Die Ober- und Unterseiten der geteilten Blattscheren werden über Gewindestangen und seitlich angebrachte Stahlbleche miteinander verbunden, die über Querkraftbolzen gesichert werden. Dadurch wird eine konstante und reproduzierbare Flächenpressung erreicht.

Die Verbindung zwischen den Lasteinleitungsgestellen und den Blattscheren wird durch Koppelstangen hergestellt. Insgesamt kommen für die Einleitung von jeweils drei Lasten je Lastrichtung sechs Koppelstangen zum Einsatz. Die Koppelstangen werden zur Messung der Krafteinleitung verwendet, siehe Abschnitt 2.4.3. Die Dimensionierung der Koppelstangen erfolgt als eine Optimierung von Außendurchmesser und Wandstärke für die freie Einspannlänge mit dem Ziel, hohe Dehnungen für eine gute Signalauflösung bei einer gleichzeitig hohen Sicherheit gegen Stabilitätsversagen zuzulassen. Aufgrund der großen Wandstärken ist ein Beulen der Rohre nach DIN 18800 ausgeschlossen. Für die Dehnungserfassung über Dehnungsmessstreifen ist die Berücksichtigung der Längssteifigkeit durch Variation der Querschnittsfläche notwendig. Die Koppelstangen werden über Kugelgelenkköpfe nach DIN 648-K und Querkraftbolzen mit den Gabelköpfen der Blattscheren und der Lasteinleitungsgestelle verbunden.

2.4.2 Prinzip der kinematischen Umkehr

Die verfügbaren Hydraulikzylinder besitzen zur Einleitung der Schlag- und Schwenklast ein genügend großes Arbeitsvermögen.²² Es ist jedoch unter Umständen die Verwendung eines Umlenkhebels zur Kraftübersetzung notwendig, wenn das Hub- bzw. Kraftvermögen der Zylinder nicht ausreicht.

Der die Schlaglast aufbringende Hydraulikzylinder besitzt zur Nachbildung der 50a-Böenlast kein ausreichendes Arbeitsvermögen. Aus diesem Grund kommt für die Einleitung der Schlaglast das Prinzip der kinematischen Umkehr zum Einsatz (siehe Abbildung 2.17). Mit diesem Verfahren kann die Arbeit mittels einer geeigneten Vorrichtung beliebig in Kräfte und Verschiebungen aufgeteilt werden.

Die Zylinderkraft ist dem entgegengesetzten Verhältnis der Verschiebungen am Zylinder und am Lasteinleitungsgestell proportional. Dadurch wirkt sich ein verkürzter Zylinderhub in ein vergrößertes Wurzelbiegemoment aus. Die Konstruktion des für die kinematische Umkehr erforderlichen Lasteinleitungshebels ist in Abbildung 2.19 dargestellt.

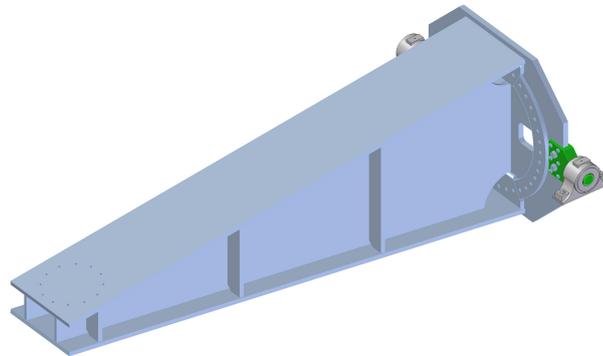


Abbildung 2.19: CAD-Konstruktion des Lasteinleitungshebels

Ein weiterer Vorteil bei der Verwendung einer kinematischen Lastumkehr besteht in der Verringerung der Starrkörperverschiebungen. Aufgrund der Tatsache, daß das Versuchsrotorblatt durch den Hebel eine Vorkrümmung erfährt, weisen die Koppelstangen in Schlaglast-Richtung eine geringere Winkelverschiebung auf.

2.4.3 Meßtechnik des Prüfstandes

Die Meßtechnik des Rotorblatt-Prüfstandes besteht aus Kraft-, Weg- und Dehnungsmesstechnik. Die Kraft- und Wegmeßtechnik wird mit einem Meßverstärker verarbeitet, der die analogen Spannungssignale der Dehnungsmesstreifen, der Kraftmeßdosen und der induktiven Wegaufnehmer der Hydraulikzylinder verstärkt. Die Kraft- und Wegmeßtechnik wird nach Klasse 1 kalibriert.

Für das Versuchsrotorblatt kommt ausschließlich faseroptische Meßtechnik zum Einsatz (Micron Optics si 720). Für den Prüfstand wird Kraft- und Wegmeßtechnik verwendet, die aus der Regelungstechnik der Hydraulikzylinder besteht und um die DMS an den Koppelstangen zur Kontrolle der Krafteinleitung ergänzt wird. Dies ist zudem notwendig, da aufgrund von Fertigungstoleranzen geringe Änderungen an den verschiebbaren Klammern der Balken der Lasteinleitungsgestelle vorgenommen werden.

Die zur Verbindung der Lasteinleitungsgestelle und der Blattscheren verwendeten Koppelstangen (drei Koppelstangen je Lastrichtung) werden mit DMS zur Kraftkontrolle appliziert. Die Applikation erfolgt in Längsrichtung mit jeweils vier DMS pro Koppelstange in Vollbrückenschaltung. Der Winkel der DMS zueinander beträgt 90°.

²²Das Arbeitsvermögen eines Hydraulikzylinders bildet sich aus dem Produkt von Zylinderhub und -kraft.

Die Hydraulikzylinder des Rotorblatt-Prüfstandes stammen von der Fa. Schenck (Schlaglast-Zylinder) und von der Fa. Instron (Schwenklast-Zylinder). In Abbildung 2.20 sind die Hydraulikzylinder dargestellt. Die Spezifikationen sind in Tabelle 2.2 aufgeführt.

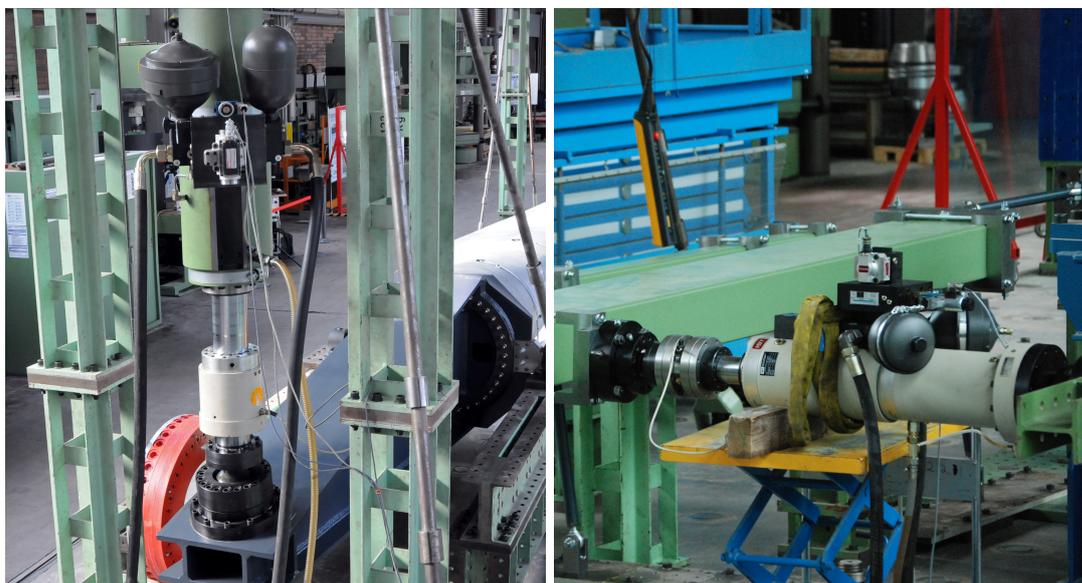


Abbildung 2.20: Schlaglast-Zylinder (links) und Schwenklast-Zylinder (rechts) des Rotorblatt-Prüfstandes

Tabelle 2.2: Übersicht der Hydraulikzylinder und der Kraftmeßtechnik des Rotorblatt-Prüfstandes

Eigenschaft	Schlaglast-Zylinder	Schwenklast-Zylinder
Hersteller Zylinder	Schenck	Instron
Typbezeichnung	P1 400 P	-
Betriebsdruck	280 bar	280 bar
Maximale Kraft	400 kN	160 kN
Maximaler Hub	± 200 mm	± 125 mm
Hersteller Servoventil	Moog	Moog
Volumenstrom Servoventil	50 l	20 l
Hersteller KMD	Schenck	Instron
Maximale Kraft KMD	400 kN	200 kN

Die Sensorik der Hydraulikzylinder besteht aus Kraft- und Wegmeßtechnik (Kraftmeßdose (KMD) bzw. induktiver Wegaufnehmer). Die Daten werden in einen gemeinsamen Meßverstärker geleitet (Typ HBM MGC-Plus, Software Catman) und dort gemeinsam mit den Meßdaten der DMS der Koppelstangen und der KMD am Portal (Hersteller Fa. Schenck, max. Kraft 400 kN) gespeichert. Die Signale der faseroptischen Sensorik werden nicht in das System geleitet, da durch die FBG-Sensoren keine Spannungssignale erzeugt werden.

2.4.4 Sicherheitskonzept

Zum sicheren Betrieb der Prüfstandes wird ein umfangreiches Sicherheitskonzept erstellt. Dadurch soll sowohl präventiv als auch im Schadensfall das Gefährdungspotential für Personen und Anlagenteile minimiert werden. Das Sicherheitskonzept lehnt sich an die technischen Regeln

zur Betriebssicherheit an und gliedert sich in allgemein gültige und gefährdungsbezogene Regeln [Bun06]. Die allgemeingültigen Regeln zum sicheren Betrieb des Rotorblatt-Prüfstandes lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- **Bedienung:**

Die Bedienung des Prüfstandes wird von mindestens zwei Personen durchgeführt, die eine Sicherheitsunterweisung erhalten haben. Während der Bedienung befindet sich der Not-Aus-Schalter in Greifnähe. Nicht anwesendes Personal ist über die Tätigkeit am Prüfstand informiert.

- **Zeitliche Schutzmaßnahmen:**

Die experimentellen Untersuchungen werden nur zu festgelegten Uhrzeiten durchgeführt. Die experimentellen Untersuchungen mit erhöhtem Gefährdungspotential wie Einrichtversuche oder Untersuchungen bei 50a-Böenlast werden außerhalb der Kernarbeitszeit der BAM durchgeführt.

- **Räumliche Schutzmaßnahmen:**

Dem Publikumsverkehr wird durch Warnhinweise das Betreten des Prüfstandes nicht gestattet. Räumliche Absperrungen durch Absperrbänder verhindern das unbefugte Betreten des Prüffeldes. Glasscheiben werden als Splitterschutz am Bedienrechner und am Verkehrsweg aufgestellt.

Die gefährdungsbezogenen Regeln gehen auf konkrete Gefahrenpotentiale ein und beschreiben Maßnahmen zu deren Verminderung:

- **Mechanik:**

Die Lasteinleitungsgestelle werden durch Querbalken gesichert, so daß bei der Montage bzw. Demontage des Versuchsrotorblattes dieses vor Beschädigungen geschützt wird. Zusätzlich wird das Schlaglast-Gestell durch einen Hebegurt mit Hilfe des Hallenkrans gesichert. Im Falle eines LöSENS der KMD vom Portal besteht somit, auch durch eine Abstützung des Gegengewichthebels mit den Gewichten, ein redundantes Sicherheitssystem.

- **Hydraulik:**

Der Hydraulikzylinder für die Schlaglast wird nicht in Mittelstellung der Kolbenstange montiert, sondern derart, daß der Kolbenweg nur gerade ausreichend die Wegvorgabe für die notwendige Zug-Schwell-Last erreicht. Zur Vermeidung einer möglichen Bewegung in Druckrichtung wird unter den Stahl-Gegenhebel eine Stütze montiert. Der Hydraulikzylinder für die Schwenklast kann durch seinen maximalen Kolbenweg keinen Schaden anrichten.

- **Regelungstechnik:**

Die experimentellen Untersuchungen werden in Weg-Regelung durchgeführt. Für eine regelungstechnische Überwachung werden enge Kraft- und Weggrenzen gesetzt. Für den Fall einer Betriebsstörung der Hydrauliköl- oder Stromversorgung gelten die mechanischen Schutzmaßnahmen.

Durch die umfangreichen Schutzmaßnahmen kann das Gefahrenpotential für Personen- oder Sachschäden verringert werden. Dennoch ist beim Betrieb des Stellvertreter-Prüfstandes äußerste Achtsamkeit notwendig.

2.4.5 Gesamtübersicht des Prüfstandes

Mit der Berechnung und Anfertigung des Versuchsrotorblattes und der Konstruktion sowie dem Aufbau des Stellvertreter-Prüfstandes sind die Vorbereitungen für die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen beendet. In Abbildung 2.21 ist die vollständige 3D-CAD-Konstruktion des Prüfstandes dargestellt. Abbildung 2.22 zeigt Detailansichten der 3D-CAD-Konstruktion des Prüfstandes mit Seitenansicht und Draufsicht zur Darstellung der einzelnen Komponenten.

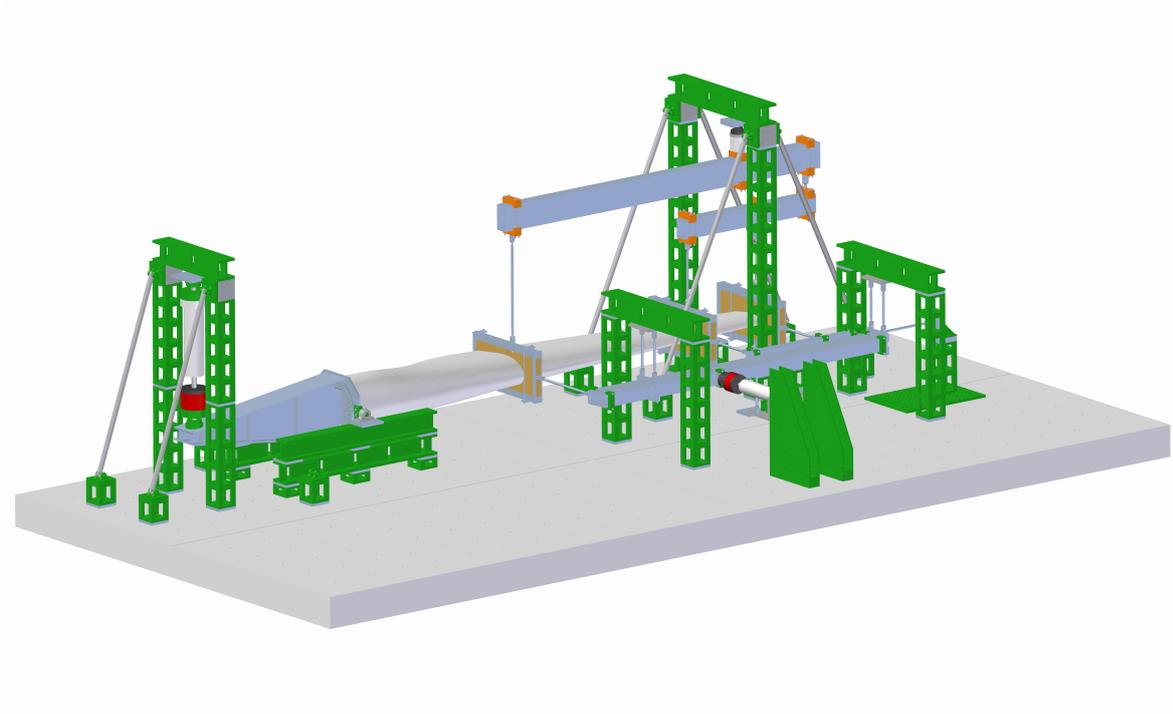


Abbildung 2.21: Isometrische Gesamtansicht der 3D-CAD-Konstruktion des Rotorblatt-Prüfstandes

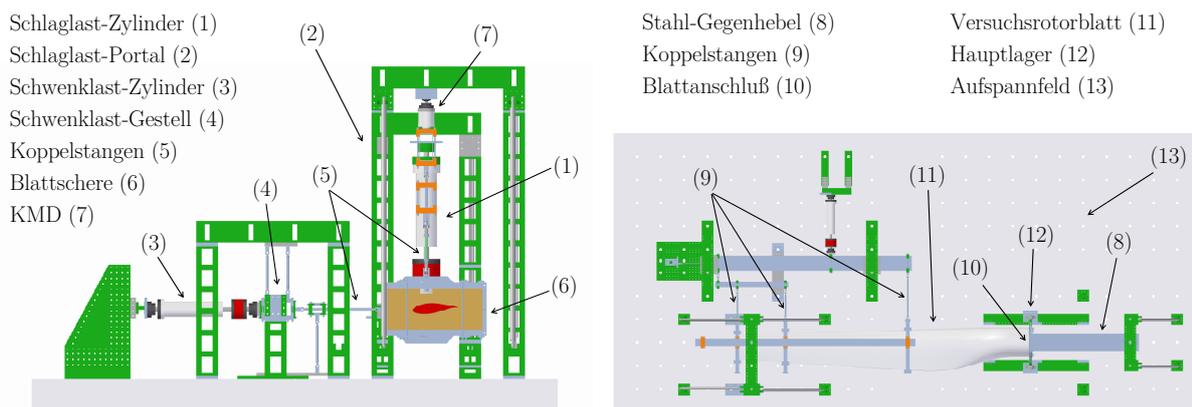


Abbildung 2.22: Detailansichten der 3D-CAD-Konstruktion des Prüfstandes mit Seitenansicht (links) und Draufsicht (rechts) zur Darstellung der einzelnen Komponenten

Die Konstruktion erfolgt mit dem 3D-CAD-Programm Solid Edge. In der Konstruktion sind alle notwendigen Schnittstellen mit dem Stahlbaukastensystem und dem Aufspannfeld berücksichtigt. Die geometrischen Abmessungen der zur Verfügung stehenden Peripheriegeräte wie Hydraulikzylinder, KMD, Kugelkalotten und anderer Normteile werden in die CAD-Konstruktion integriert.

2.4 Beschreibung des Rotorblatt-Prüfstandes

Nach Abschluß aller Berechnungen und der Erstellung aller Fertigungszeichnungen wird der Prüfstand auf dem Aufspannfeld errichtet. In Abbildung 2.23 ist die Gesamtansicht des ein-satzbereiten Prüfstandes mit dem Lasteinleitungsgestell für die Schlaglast, dem Massenausgleich des hängenden Lasteinleitungsgestells und dem Lasteinleitungshebel zur Einleitung der Lasten über die kinematische Lastumkehr dargestellt. Abbildung 2.24 zeigt die Blattschere an der Blattspitze bei $x_L = 8000$ mm mit den dazugehörigen Koppelstangen inkl. DMS-Meßtechnik zur Lasteinleitung. In Abbildung 2.25 sind Detailansichten des Rotorblatt-Prüfstandes dargestellt.



Abbildung 2.23: Gesamtansicht des Stellvertreter-Prüfstandes mit dem Lasteinleitungsgestell für die Schlaglast, dem Massenausgleich und dem Lasteinleitungshebel



Abbildung 2.24: Gesamtansicht des Stellvertreter-Prüfstandes mit den Koppelstangen zur Einleitung der Schlag- und Schwenklast in die Blattschere an der Blattspitze



Abbildung 2.25: Detailansichten des Stellvertreter-Prüfstandes: Portal des Schlaglast-Zylinders (oben links), Kugelkalotte zur Verbindung des Schlaglast-Zylinders mit dem Gegenhebel (oben rechts), Hauptlager des Gegenhebels (mitte links), Koppelstange mit DMS zur Verbindung der Blattschere mit dem Lasteinleitungsgestell (mitte rechts), IKEA-Anschluß des Rotorblattes an den Gegenhebel (unten links) und Blattschere (unten rechts).

Die Untersuchungen werden gemäß den Lasten am Originalrotorblatt in Schlaglast-Richtung als Zug-Schwell-Last und in Schwenklast-Richtung als Wechsellast durchgeführt (siehe Tabelle 5.1). Das Lasteinleitungsgestell für die Schlaglast wird somit in Zugrichtung belastet und das horizontale Lasteinleitungsgestell in Zug- und Druckrichtung. Dadurch ist eine Führung des Lasteinleitungsgestells für eine seitliche Verschiebungsbehinderung notwendig. Das horizontale Lasteinleitungsgestell wird für eine stabile Mittellage hängend montiert (siehe Abbildung 2.22).

Um das Versuchsrotorblatt nicht durch die Masse des Lasteinleitungsgestells in Schlaglast-Richtung zu belasten, ist ein Massenausgleich notwendig. Dieser wird über eine Verlängerung des unteren Balkens realisiert, an dem in einem Abstand von 2 m eine Ausgleichsmasse von 250 kg gehängt wird (siehe Abbildung 2.23). Für das horizontale Lasteinleitungsgestell ist ein Massenausgleich nicht notwendig, da es aufgrund der symmetrischen Aufhängung gewichtsstabil in Mittellage hängt. In Tabelle 2.3 sind die Abmessungen des Prüfstandes dargestellt. Die Maße beziehen sich dabei auf die in Abbildung 2.16 verwendeten Längenangaben.

Tabelle 2.3: Geometrische Abmessungen des Rotorblatt-Prüfstandes

Länge bzw. Abstand	Wert [mm]
Länge Gegenhebel	2715
Länge Rotorblatt	8000
Abstand Blattanschluß - Pos. $x_{L,1}$	3333
Abstand Pos. $x_{L,1}$ - Pos. $x_{L,2}$	3333
Abstand Pos. $x_{L,2}$ - Pos. $x_{L,3}$	1334
Länge $a_{Schlaglast}$	4274
Länge $b_{Schlaglast}$	1282
Länge $c_{Schlaglast}$	2222
Länge $d_{Schlaglast}$	889
Länge $a_{Schwenklast}$	3076
Länge $b_{Schwenklast}$	2064
Länge $c_{Schwenklast}$	1806
Länge $d_{Schwenklast}$	473

2 Stellvertreter-Prüfstand für Rotorblätter

In Tabelle 2.4 ist eine Übersicht der Kräfte an den Koppelstangen und den KMD der beiden Hydraulikzylinder bzw. des Lasteinleitungsgestells für die Schlaglast dargestellt. Die angegebenen Kräfte sind Zielgrößen, die an den Koppelstangen und den KMD des Prüfstands bei der entsprechenden Wegvorgabe der Hydraulikzylinder eingestellt werden. Diese Kräfte werden auch für die FEM-Simulation des Versuchsrotorblattes verwendet (siehe Abschnitt 4.5). Das Wurzelbiegemoment des Rotorblattes beträgt für den Lastfall der 50a-Böe 372 kNm.

Tabelle 2.4: Prüfkkräfte an Lasteinleitungspunkten des Rotorblatt-Prüfstandes

Position	$F_{Nennlast}$ [kN]	$F_{50a-Boeenlast}$ [kN]
$x_{L.Schwenklast} = 3333$ mm	-9,0	-
$x_{L.Schwenklast} = 6666$ mm	2,1	-
$x_{L.Schwenklast} = 8000$ mm	-8,3	-
$x_{L.Schlaglast} = 3333$ mm	5,2	11,3
$x_{L.Schlaglast} = 6666$ mm	-11,8	-25,1
$x_{L.Schlaglast} = 8000$ mm	28,3	62,8
KMD $_{Schwenklast-Zylinder}$	-14,9	-
KMD $_{Schlaglast-Zylinder}$	63,3	137,1
KMD $_{Lastgestell}$	22,6	48,9

3 Faserbragg-Sensorik zur Zustandsüberwachung

Optische Sensoren auf Basis von FBGs werden seit den 80er Jahren des 20. Jahrhunderts zur Dehnungsmessung und zur Zustandsüberwachung von Bauwerken des Ingenieurbaus und technischen Bauteilen eingesetzt. Für den Einsatz in FVW sind FBG-Sensoren durch ihre kompakten Abmessungen²³ und damit durch ihre minimal-invasive Strukturintegrierbarkeit prädestiniert, so daß die Störstellen im Faserverlauf nur sehr gering ausfallen [Liu10]. Bei typischen Dehnraten, wie sie in Rotorblättern von WEA auftreten ($\epsilon > 1\%$), weisen sie im Vergleich zu DMS eine deutlich höhere Schwingfestigkeit auf [Gra10]. Weitere Vorteile von FBG-Sensoren gegenüber anderen dehnungsmessenden Verfahren sind die Integrationsmöglichkeit von mehreren Meßgittern in Reihe innerhalb einer einzelnen Sensorfaser und eine Signalübertragung per Lichtwellenleiter (LWL), die einen hohen Schutz gegen elektromagnetische Störquellen bietet.

In diesem Kapitel werden zunächst die physikalischen Grundlagen und verschiedene Applikationsverfahren erläutert, um dann experimentelle Untersuchungen zur Anwendung in Rotorblättern vorzustellen. Abschließend wird die Applikation im Originalrotorblatt und im Versuchsrotorblatt mit Angabe der Meßstellenpositionen dargestellt.

3.1 Grundlagen der Faserbragg-Sensorik

In das Thema der Optik und optischer Sensoren führen unter anderem MESCHÉDE [Mes08] und HAUS [Hau10] ein. Die Anwendung als FBG-Sensorik beschreiben unter anderem KREUZER [Kre08b], OTHONOS [Oth99] und KREUDER [Kre08a]. Darin werden neben verschiedenen Anwendungsbeispielen der FBGs auch die physikalischen und mathematischen Grundlagen der Messung einer Wellenlängenänderung bei Einwirkung äußerer Verformungen vermittelt.

3.1.1 Funktionaler Aufbau

FBG-Sensoren basieren auf faserförmigen LWL. Diese bestehen aus einem Faserkern und einem Fasermantel, der den Kern umschließt. Durch ein Coating wird der Fasermantel vor mechanischen Beschädigungen und anderen äußeren Einflüssen geschützt. Der Faserkern und der Fasermantel bestehen aus einem optisch hochtransparenten Material, wobei der Faserkern eine höhere Brechzahl als der Fasermantel besitzt. Dadurch wird das sich im Kern ausbreitende Licht für geeignete Einstrahlwinkel an der Grenzfläche Kern-Mantel totalreflektiert, so daß der größte Teil der Energie im Faserkern weitergeleitet wird [Kre08b].

LWL erhalten ihren Sensoreffekt, indem an der späteren Meßstelle im Faserkern durch ein zum LWL rechtwinkliges Muster mit wiederholten festen Abständen (sog. Gitter) dauerhaft eine periodische Modulation der Brechzahl eingeschrieben wird. Das Einschreiben der Brechzahlmodulation erfolgt häufig über ein seitliches Einbelichten zweier kohärenter UV-Laserimpulse, die ein Interferenzmuster im Faserkern erzeugen. Um eine dauerhafte Brechzahlmodulation zu erreichen, muß die Faser mit bestimmten Partikeln (z.B. GeO_2 -Partikeln) dotiert und somit photoempfindlich gemacht werden [Kre08a]. In Abbildung 3.1 ist der funktionale Aufbau einer FBG-Sensorfaser dargestellt.

²³In Abhängigkeit von der verwendeten Faser besitzen FBG-Sensoren einen Faserdurchmesser von ca. 0,1 mm und eine Meßgitterlänge von ca. 5 mm.

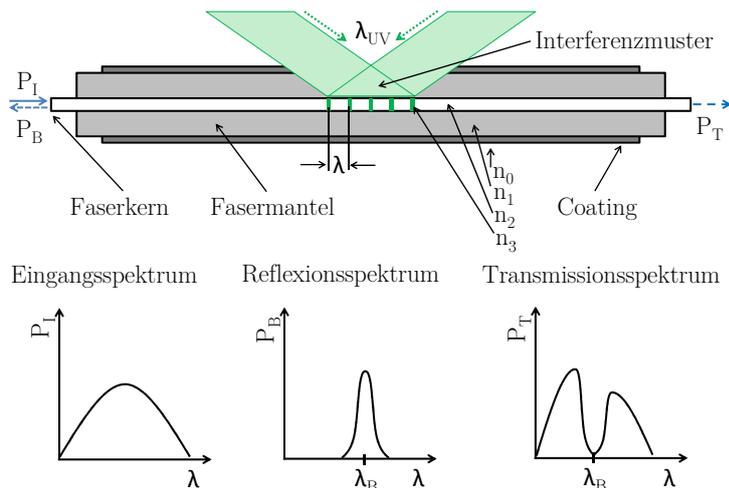


Abbildung 3.1: Aufbau einer FBG-Sensorfaser mit Einschreibung der periodischen Brechzahlmodulation nach [Keh03] und [Hau10]

Bei LWL wird zwischen Stufenindex-LWL und Gradientenindex-LWL unterschieden. Bei Stufenindex-LWL ist die Brechzahl im gesamten Kernbereich konstant, so daß an der Grenzfläche zum Fasermantel ein Sprung im Brechzahlprofil entsteht. Bei Gradientenindex-LWL besitzt die Brechzahl in der Mitte des Faserkerns ein Maximum und fällt bei der Kern-Mantel-Grenzfläche bis auf den Wert des Mantels ab. Für FBG-Sensoren werden im allgemeinen LWL eingesetzt, die in erster Näherung als Stufenindex-Wellenleiter betrachtet werden und bei denen nur die optische Grundmode in ihren beiden Polarisationszuständen ausbreitungsfähig ist. Diese Fasern werden als Single-Mode-Fasern bezeichnet [Oth99].

3.1.2 Physikalisches Meßprinzip

Das Meßprinzip von FBG-Sensoren beruht darauf, daß an jeder Gitterlinie ca. 0,1 % des einstrahlenden Lichts durch die Fresnel-Reflexion reflektiert wird. Wird in eine Faser mit einer solchen periodischen Brechzahlmodulation Licht mit einem breitbandigen Eingangsspektrum eingekoppelt, so wirkt das Bragg-Gitter als wellenlängenselektiver Filter. Entspricht die Wellenlänge im Material $\lambda_m = \lambda / n_0$ der doppelten Periode der Brechzahlmodulation $2 \cdot \lambda_0$, so ist der Wegunterschied zwischen aufeinander folgenden, rückwärts gestreuten Signalanteilen genau gleich der Wellenlänge (sog. Bragg-Bedingung). In diesem Fall ergibt sich eine konstruktive Interferenz. Der Anteil des eingekoppelten Spektrums, dessen Wellenlänge die Interferenzbedingung erfüllt, wird daher am Gitter reflektiert und fehlt im transmittierten Spektrum (Bragg-Wellenlänge, siehe Abbildung 3.1) [Oth99].

Die Bragg-Wellenlänge λ_B ist im ungedehnten Zustand und bei konstanter Temperatur T durch die effektive Brechzahl des Gitters n_3 und den im Einschreibeprozess erzeugten Abstand der Gitterlinien λ bestimmt [Oth99]:²⁴

$$\lambda_B = 2 \cdot \frac{n_2 + n_3}{2} \cdot \lambda \tag{3.1}$$

Wird die Sensorfaser durch mechanische oder thermische Einflüsse gedehnt, ändern sich die effektive Brechzahl und die Gitterperiode und somit auch die Bragg-Wellenlänge in Abhängigkeit von der Dehnung ϵ und der Temperaturdifferenz ΔT [Kre08b]:

²⁴Der Unterschied der Brechzahlen n_2 und n_3 ist sehr klein, wodurch keine vollständige Amplitudenauslöschung bei zu wenigen aufeinanderfolgenden Schichten erfolgt.

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda_B} = k \cdot \epsilon + \alpha_n \cdot \Delta T \text{ mit } k = 1 - p \quad (3.2)$$

Dabei beschreibt der Term $k \cdot \epsilon$ den mechanisch und thermisch verursachten Dehnungseinfluß der Sensorfaser (ϵ_m bzw. ϵ_t) und der Term $\alpha_n \cdot \Delta T$ die durch die Temperatur verursachte Änderung der Brechzahl n des Glases α_n mit p als photoelastische Konstante. Die Gesamtdehnung ϵ ergibt sich aus der Addition der mechanisch verursachten Dehnung ϵ_m und der thermisch verursachten Dehnung ϵ_t :

$$\epsilon = \epsilon_m + \epsilon_t \quad (3.3)$$

Die thermisch verursachte Dehnung hängt von dem Ausdehnungskoeffizienten des Prüfkörpers α_{Pr} und der Temperaturdifferenz ΔT ab:

$$\epsilon_t = \alpha_{Pr} \cdot \Delta T \quad (3.4)$$

Nach Einsetzung von Gleichung 3.3 und 3.4 in Gleichung 3.2 kann die dehnungs- und temperaturabhängige Wellenlängenverschiebung eines FBG-Sensors bestimmt werden:

$$\epsilon_m = \frac{\Delta\lambda}{\lambda_B \cdot k} - \left(\alpha_{Pr} + \frac{\alpha_n}{k} \right) \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

Bei FBG-Sensoren, die zur reinen Temperaturmessung verwendet werden, wird das Gitter mechanisch nicht belastet. Infolgedessen ändert sich die Wellenlänge ausschließlich in Abhängigkeit vom Wärmeausdehnungskoeffizienten der Faser (für Glas $\alpha_{Glas} = 0,55 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$) und der temperaturabhängigen Brechzahländerung der Faser [Keh03]:

$$\Delta T = \frac{1}{k \cdot \alpha_{Glas} \cdot \alpha_n} \cdot \frac{\Delta\lambda}{\lambda_B} \quad (3.6)$$

Bei den experimentellen Untersuchungen kommt zur Messung der Wellenlängenänderung ein Meßgerät der Fa. Micron Optics zum Einsatz. Dieses erlaubt Messungen mit einer Datenrate von max. 250 Hz. Die Technologie des Meßgeräts basiert auf durchstimmbaren Lasern, bei denen die gesamte Energie auf ein sehr kleines Frequenzband konzentriert und das Spektrum mit hoher Leistung abgetastet wird.²⁵ Durch das Multiplexverfahren können maximal 128 FBG-Sensoren je Sensorfaser gemessen werden. Dabei ist eine Überlagerung der Wellenlängen aufgrund der Wellenlängenverschiebung zu vermeiden, da dadurch u.U. eine gesicherte Zuordnung des Sensors unmöglich wird.

3.1.3 Applikationsverfahren

Für die Applikation von FBG-Sensoren auf die zu untersuchenden Bauteile bestehen grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten [Kre08a, Oth99, Kre08b]. Auf den Anwendungsfall der Applikation bei FVW gehen insbesondere KEHLENBACH [Keh03] und GUEMES [Gue02] ein. Zudem existieren bereits kommerziell erhältliche FBG-Systeme für CMS von Rotorblättern, die auf FBG-Patches basieren (siehe auch Abschnitt 1.1). Die verschiedenen Applikationsvarianten für den speziellen Anwendungsfall der Dehnungsmessung von FVW werden im folgenden kurz beschrieben:

- Oberflächenapplikation einzelner Sensorfasern (1)

Für die Oberflächenapplikation einer einzelnen „nackten“ Sensorfaser ist eine sorgfältige Präparation der Klebefläche notwendig, die sich über die gesamte Länge der Sensorfaser

²⁵ Im Gegensatz zu durchstimmbaren Lasern verwenden Breitbandlichtquellen nur einen kleinen Teil ihrer Lichtenergie auf den schmalen Peak eines FBG.

erstreckt. Die Vorbereitung umfasst im wesentlichen das Anschleifen und die anschließende Säuberung des Klebuntergrundes. Für die Klebfläche ist eine plane Oberfläche erforderlich. Kleine Krümmungsradien sind in Abhängigkeit des verwendeten Fasertyps aufgrund der Reflexion des in die Sensorfaser eingestreuten Lichts nicht zulässig. Scharfe Kanten, die z.B. durch ausgehärtetes überschüssiges Harz entstehen, sind im Bereich der gesamten Klebfläche zu entfernen. Zum Schutz vor äußeren Einwirkungen wird die Sensorfaser mit einem Gewebe abgedeckt. Das Hantieren mit einzelnen Sensorfasern erfordert eine hohe Sorgfalt, da diese schnell brechen können. Zur Sicherstellung der Ausrichtung der Faser oder zur Messung von Druckdehnungen ist unter Umständen eine Vorspannung der Sensorfaser erforderlich. Aufgrund der Oberflächenapplikation entsteht im Laminat keine strukturmechanische Störstelle oder eine Gefährdung der Verklebung von weiteren FVW-Lagen. Im Fall einer evtl. Beschädigung der Sensorfaser kann bei einer Rückführung des freien Endes der Sensorkette zusätzlich die andere Seite an das FBG-Meßgerät angeschlossen werden, um die Störstelle lokal zu begrenzen und nach Möglichkeit alle davor und dahinter liegenden FBG-Sensoren zu erfassen.

- Oberflächenapplikation durch Sensorpatches (2)

Für die Applikation von Sensorpatches können kommerziell verfügbare Sensoren angewendet werden. Diese bestehen in der Regel aus einer FVW-Trägerstruktur, in die die FBG-Faser einlaminieren ist. Sie sind applikationsfertig aufgebaut. Es besteht die Möglichkeit, Sensorpatches nachträglich auf ein Bauteil anzubringen. Ähnlich wie bei einem DMS wird der Patch auf den lokal begrenzt zu präparierenden Untergrund geklebt und die Sensorfaser an das Meßgerät angeschlossen. FBG-Patches sind größer als DMS und weisen aufgrund der Trägerstruktur eine erhebliche Dicke auf. Die Fixierung der Sensorfaser im Laminat der Trägerstruktur bewirkt zudem eine lokale Versteifung, so daß unter Umständen nicht die reale Dehnung des Bauteils gemessen wird. Beschädigte Patches können bei vorhandener Zugänglichkeit einzeln ausgetauscht werden. SCHLÜTER [Sch10] beschreibt umfangreich Applikationsmethoden und Vor- und Nachteile von FBG-Patches.

- Strukturintegrierte Applikation (3)

Insbesondere für den Einsatz in FVW bietet sich das strukturintegrierte Applikationsverfahren an, da durch die minimal-invasive Integrierbarkeit die strukturmechanischen Eigenschaften des Bauteils nicht beeinträchtigt werden. Dabei wird die Fasersensorik zum Schutz vor äußeren Einwirkungen und zur direkten Messung der Dehnung zwischen die einzelnen Lagen des Bauteils appliziert. Die grundsätzliche Verfahrensweise erfolgt analog zur Oberflächenapplikation einzelner Sensorfasern (s.o.). Dazu ist ebenfalls eine sorgfältige Präparation des Klebuntergrundes über die gesamte Länge der Sensorfaser notwendig. Die Sensorfasern werden mit Epoxid-Klebstoff bestrichen und mit einer dünnen GFK-Biaxial-Abdecklage versehen. Zur späteren Verklebung weiterer Lagen kommt abschließend Abreißgewebe zum Einsatz. Die Enden der Fasersensorik können an den Seiten des Bauteils herausgeführt und an das Meßgerät angeschlossen werden. Auch bei strukturintegrierten Sensorfasern kann bei einer Beschädigung der Sensorfaser zusätzlich die andere Seite der Faser an das FBG-Meßgerät angeschlossen werden, um möglichst alle Bragg-Gitter zu erfassen.

In Tabelle 3.1 werden die vorgestellten Applikationsverfahren von FBG-Sensoren hinsichtlich ihrer Eignung und Handhabung zur Dehnungsmessung von Rotorblättern verglichen und bewertet. Es wird deutlich, daß jedes Verfahren in den dargestellten Kriterien verschiedene Vor- und Nachteile hat, wodurch eine Empfehlung für ein Applikationsverfahren vom Anwendungsfall und weiteren Einflußfaktoren abhängt.

Tabelle 3.1: Vergleich der Applikationsverfahren zur Anbringung von FBG-Sensoren hinsichtlich ihrer Eignung zur Dehnungsmessung von Strukturbauteilen aus FVW und ihrer Handhabung

Kriterien	(1)	(2)	(3)
Präparationsaufwand zur Applikation bzw. Integration	○	++	-
Zeitaufwand zur Applikation bzw. Integration	○	+	○
Einbindung der Applikation bzw. Integration in den Produktionsprozeß	-	+	-
Schutz vor äußeren Einwirkungen	+	○	++
Nachträgliche Austauschbarkeit bei funktionsuntüchtigen Sensoren	-	++	--
Messung am Point of Interest	○	--	++
Messauflösung	++	○	++
Zulässiger Mindestkrümmungsradius	++	--	++

Legende: ++ sehr gut, + gut, ○ neutral, - schlecht, -- sehr schlecht

Für die Applikation von Sensorfasern in Rotorblättern bieten sich grundsätzlich sowohl die strukturintegrierten Sensoren als auch die oberflächenapplizierten Sensorpatches an. Durch den schichtweisen Aufbau der FVW sollte für Zustandsüberwachungssysteme jedoch die strukturintegrierte Applikation Anwendung finden, wenn der Produktionsprozeß eine Unterbrechung für den Applikationsvorgang zulässt. FBG-Sensoren zeichnen sich unabhängig von dem gewählten Applikationsverfahren durch einen großen Meßbereich bis zu 10.000 $\mu\text{m}/\text{m}$ und durch eine hohe theoretische Auflösung bis zu 10^{-6} m/m aus. Infolge von Dehnungsgradienten und in Bezug auf die Länge des Sensors von ca. 5 mm und einer notwendigen Temperaturkompensation ist dabei eine Auflösung bis zu 10^{-5} m/m in der Praxis realisierbar. Aufgrund ihrer niedrigen Faserdämpfung sind Messungen über sehr große Entfernungen (> 10 km) möglich.

3.2 Experimentelle Untersuchungen zum Applikationsverfahren

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Bewertung des Dauerfestigkeitsverhaltens der Sensoren unter mechanischer und thermischer Belastung in Abhängigkeit von der gewählten Applikationsmethode. Dabei ist vor allem die maximal ertragbare Dehnung, die Dauerfestigkeit und die Notwendigkeit einer Faservorspannung für Druckdehnungen zu bewerten, um einen sicheren Betrieb im Bauteil zu gewährleisten.

Die Probekörper werden aus Original-Halbzeugen in RTM-Technologie gefertigt. Durch Anwendung dieses Fertigungsverfahrens, bei dem die Faserhalbzeuge in eine geschlossene Form gelegt und anschließend in einem Vakuum-Infusionsprozeß vom Epoxidharz imprägniert werden, ist eine reproduzierbare Qualität gewährleistet. Lufteinschlüsse werden vermieden, und die Dicke der Platte wird konstruktiv konstant gehalten. Durch die hohe Oberflächenqualität des Werkzeugs haben die Platten aus faserverstärkten Kunststoffen eine sehr gute Oberflächengüte. Die Temperung zur Aushärtung des Epoxidharzes erfolgt außerhalb des Werkzeugs in einem Wärmeschrank.

Die experimentellen Untersuchungen finden sowohl an einer einachsigen servohydraulischen Prüfmaschine vom Typ Instron 8801 (Kraftbereich ± 50 kN) unter Normklima-Bedingungen (23 °C, 50 % rel. Feuchte) als auch an einer zweiachsigen servohydraulischen Prüfmaschine der Fa. Instron (Kraftbereich ± 250 kN) in einer Klimakammer statt. Dabei werden sowohl Einstufenversuche in Zug-Druck-Richtung als auch 4-Punkt-Wechselbiegeuntersuchungen durchgeführt. In Abbildung 3.2 sind der Prüfaufbau des Einstufenversuchs und die Wechselbiegevorrichtung in einer Klimakammer dargestellt.

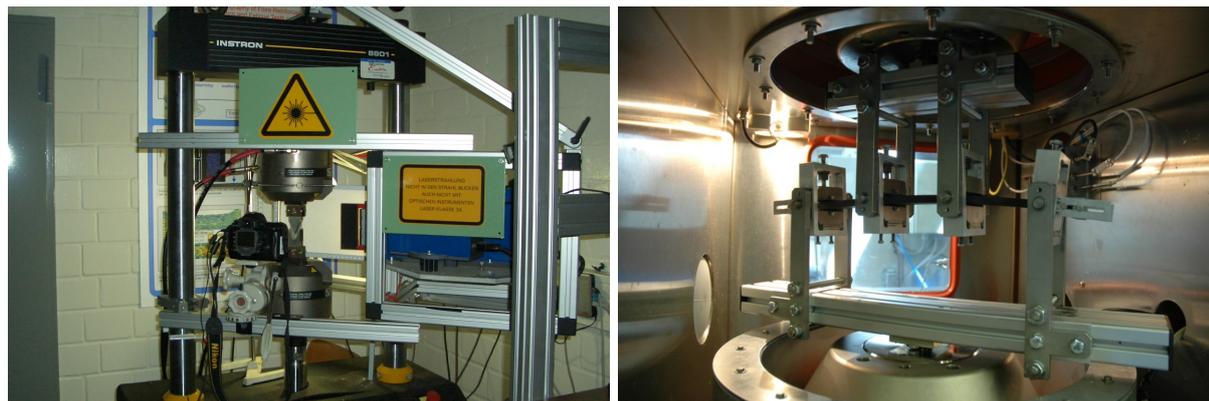


Abbildung 3.2: Prüfeinrichtung zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen mit servohydraulischer Prüfmaschine vom Typ Instron 8801 mit Laserextensometer (links) und 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung in Klimakammer (rechts)

Die Prüfmaschine Instron 8801 ist mit einem Laserextensometer als Referenzdehnungsmesseinrichtung ausgestattet. Da die Untersuchungen in einer Klimakammer oder in einem klimatisierten Labor stattfinden, ist die Prüftemperatur konstant und daher keine Temperaturkompensation notwendig. Eine Temperaturkompensation wird lediglich für die experimentelle Untersuchung derselben angewendet, siehe Abschnitt 3.2.3.

3.2.1 Druckfestigkeitsuntersuchungen

In den lasttragenden Gurten eines Rotorblattes treten sowohl Druck- als auch Zuglasten auf. Da eine einzelne Faser bei Druckbelastung ohne Stützvorrichtung ausknickt, ist zu untersuchen, ob bei den grundsätzlichen Applikationsverfahren die Stützwirkung der Dickharz-Matrix ausreicht oder die Notwendigkeit besteht, die Sensorfasern unter einer definierten Vorspannung zu applizieren. Insbesondere bei zeitlich längerdauernden Untersuchungen ist dabei jedoch die Gefahr des Kriechens gegeben, so daß die Messung eine Drift aufzeigen kann. Zudem ist eine Applikation der Sensorfaser ohne definierte Vorspannung bedeutend einfacher.²⁶

Für die Durchführung der Druckfestigkeitsuntersuchungen wird eine Glasfaser ohne eingebrautes Sensorgitter zwischen zwei GFK-Platten (Abmessung jeweils 120 mm x 10 mm x 2 mm) in eine 1 mm dicke Klebharz-Matrix einlamiert, siehe Abbildung 3.3. Als Werkstoff kommt für die GFK-Proben ein Gewebe in 0°/90°-Orientierung mit einem Flächengewicht von 220 g/mm² mit dem im Rotorblatt verwendeten Laminierharz Momentive L 135 / H 135 zum Einsatz. Für die Klebharz-Matrix wird das Laminierharz durch Beimengung von Baumwollflocken angedickt. Zur Versagenskontrolle wird die Dämpfung des Lichtsignals vor und nach Durchleuchtung des Sensors auf der Probe gemessen, um die Intensitätsdifferenz zu ermitteln. Die Prüfung findet an der servohydraulischen Prüfmaschine in Weg-Regelung mit einer Geschwindigkeit von 1 mm/min statt und wird bis zum Versagen der Sandwichprobe durchgeführt. Die Einspannung der Proben in der Prüfmaschine erfolgt an der großflächigen Probenseite und nicht an der oberen und unteren Stirnseite, um eine Beschädigung der herausgeführten Sensorfaser zu vermeiden [Kus09]. Die Untersuchungen werden an sechs Sandwichproben durchgeführt (siehe Abbildung 3.3).

In jeweils drei Sandwichproben wird die Faser ohne Vorspannung bzw. mit einer Vorspannung von ca. 0,2 % eingebracht. Die Temperung der Proben mit der vorgespannten Sensorfaser findet unter Beibehaltung der mechanischen Vorspannung statt, um ein Kriechen während des Tempervorgangs zu verhindern. In Abbildung 3.4 ist als Ergebnis exemplarisch der Dämpfungs-Zeit- bzw. Kraft-Zeit-Verlauf jeweils einer Sandwichprobe dargestellt.

²⁶Die Faser ist grundsätzlich straff zu verlegen, um lokale Ondulationen zu vermeiden und die Faser in definierter Orientierung applizieren zu können.

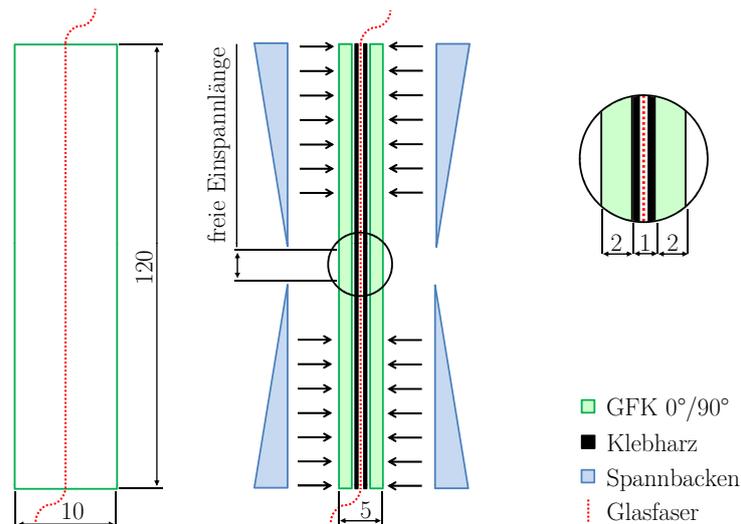


Abbildung 3.3: Konstruktiver Aufbau der Sandwichproben zur Druckfestigkeitsuntersuchung mit der in Klebharz eingebetteten Glasfaser

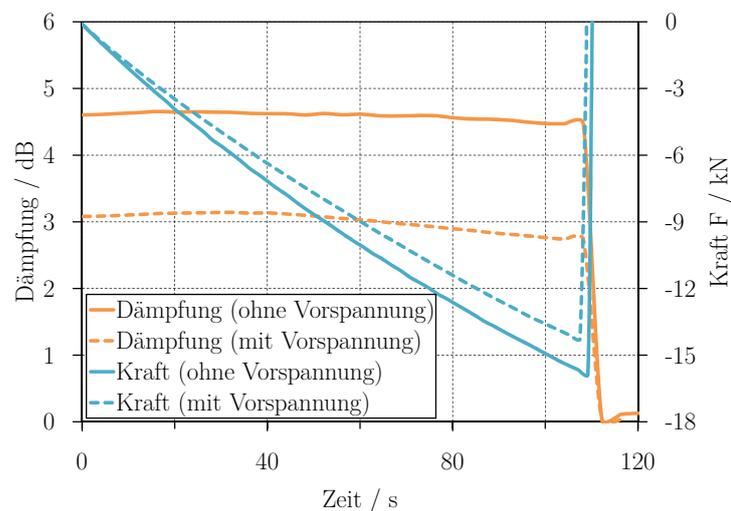


Abbildung 3.4: Dämpfungs-Zeit- und Kraft-Zeit-Verlauf von Sandwichproben im Druckversuch ohne FBG-Sensor (ohne Vorspannung bzw. mit Vorspannung)

Alle untersuchten Proben versagen bei einer Druckkraft von 13...17 kN. Die Bruchstelle liegt überwiegend in der Mitte der freien Einspannlänge. Der Betrag der mittleren Bruchdehnung liegt bei 2%.²⁷ Alle Glasfasern versagen erst beim Bruch des Probekörpers.

Als Ergebnis kann festgehalten werden, daß bei einer sorgfältigen Applikation der Faser eine Stützwirkung allein durch das die Sensorfaser umgebende Klebharz erreicht wird. Zur Messung von Druckbelastungen ist eine definierte Vorspannung nicht notwendig. Bei den Untersuchungen tritt keine signifikante Dämpfungsänderung ein, die ein Indiz für eine Ondulation der Sensorfaser wäre. Jedoch hat auch eine Vorspannung der Sensorfaser bis auf die Einschränkung, daß die maximal mögliche Zugdehnung reduziert wird, keinen negativen Einfluß auf das Meßverhalten, da bei der vorgespannten Sensorfaser ebenfalls keine Dämpfungsänderung zu beobachten ist.

Zusätzlich zu den vorangegangenen Untersuchungen wird eine Sandwichprobe mit einer Sen-

²⁷ Die Dehnung wird über ein Laserextensometer berührungslos gemessen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird der Dehnungs-Zeit-Verlauf nicht dargestellt.

sorfaser mit eingebranntem Sensorgitter ohne Vorspannung mit demselben Prüfaufbau (siehe Abbildung 3.3) untersucht. In Abbildung 3.5 ist der Dehnungs-Zeit- bzw. Kraft-Zeit-Verlauf dargestellt. Als Referenz wird hierbei der mit dem Laserextensometer über stirnseitig angebrachte Markierungen gemessene Dehnungs-Zeit-Verlauf mit angegeben.

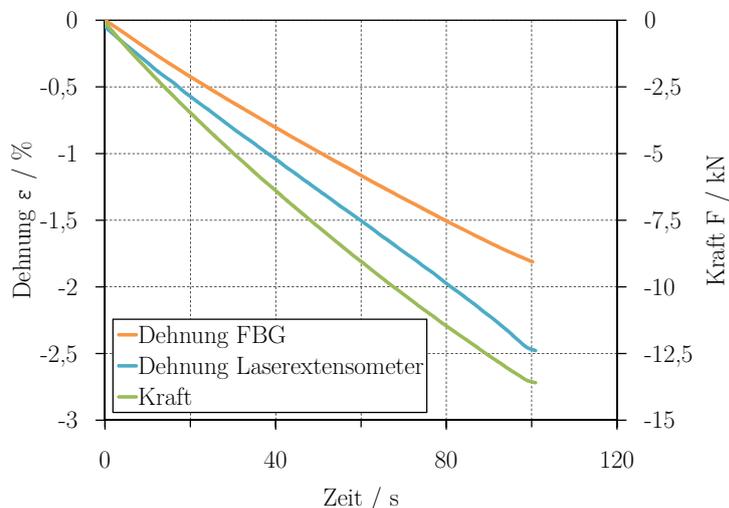


Abbildung 3.5: Dehnungs-Zeit- und Kraft-Zeit-Verlauf einer Sandwichprobe im Druckversuch mit FBG-Sensor (ohne Vorspannung)

Es ist zu erkennen, daß auch an dieser Probe das Versagen der Sensorfaser unter Drucklast zeitgleich mit dem Versagen des Probekörpers eintritt. Die durch den FBG-Sensor ermittelte Bruchdehnung beträgt ca. 1,8 %. Dagegen beträgt die durch das Laserextensometer ermittelte Bruchdehnung ca. 2,5 %. Als Begründung für diese Differenz kann die Einleitung der Druckkraft über die Seiten der Probe angegeben werden, wodurch in der Klebschicht Schubspannungen induziert werden, die im Laminat auf der Stirnseite der Probe nicht auftreten. Diese Annahme wird dadurch bekräftigt, daß die Steigungen beider Kurven von Versuchsbeginn an unterschiedlich sind. Darüber hinaus kann sich der Querschnitt der Sensorfaser während der seitlichen Einspannung mittels der Spannbacken (siehe Abbildung 3.4) kurzzeitig zu einem Ellipsoid verformt haben, was eine Veränderung der photoelastischen Konstante zur Folge hätte. Durch die Relaxation ist diese Verformung zu einem Ellipsoid nicht mikroskopisch untersucht worden [Kus09].

Insgesamt lässt sich feststellen, daß eine Vorspannung der Sensorfaser zur Messung von Druckbelastungen nicht notwendig ist. Dies erleichtert die Integration der Sensorfaser in das Bauteil und erhöht zudem die Dauerfestigkeit, da ein Kriechen der Faser aufgrund der fehlenden Vorspannung ausgeschlossen werden kann.

3.2.2 Dauerfestigkeitsuntersuchungen mit FBG-Patches und strukturintegrierten FBG-Fasern

Für die Bewertung der Schwingfestigkeit von applizierten FBG-Sensoren werden experimentelle Untersuchungen an einer 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung und einaxiale Zug-Druck-Versuche durchgeführt. Dabei steht insbesondere der Vergleich von FBG-Patches und strukturintegrierten FBG-Sensoren im Fokus der experimentellen Versuche. Ziel der Untersuchungen ist es, eine Bewertung für den Einsatz in Rotorblättern für WEA und eine Abgrenzung beider Applikationsverfahren zueinander vornehmen zu können.

Bei den Untersuchungen mit der 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung, die gegenüber einer Dreipunkt-Wechselbiegevorrichtung den Vorteil eines konstanten Biegemomentenverlaufs zwischen den inneren Auflagern bietet, kann zum Vergleich der mit den FBG-Sensoren an der

Probenoberfläche gemessenen Dehnungen die Randfaserdehnung herangezogen werden. Diese berechnet sich aus der Dicke der Probe h und dem Krümmungsradius R , der wiederum von der maximalen Durchbiegung der Probe s_{max} und dem Abstand der äußeren Auflager L abhängt:

$$\epsilon = \frac{h}{2 \cdot R} \quad \text{mit} \quad R = \frac{s_{max}^2 + \frac{L^2}{4}}{2 \cdot s_{max}} \quad (3.7)$$

Die Dauerschwingversuche mit der 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung werden an Langbiegeproben in Anlehnung an ASTM D 6272-00 und DIN 29971 durchgeführt. Die Werkstoffproben besitzen eine Größe von 300 mm x 25 mm mit einer Dicke von 6 mm (UD-orientierte CFK-Probe) bzw. 2 mm (UD-orientierte GFK-Probe). Die Prüffrequenz beträgt 0,5 Hz für die CFK-Probe bzw. 0,25 Hz für die GFK-Probe. Der Abstand der äußeren Auflager beträgt 260 mm. Der Abstand der inneren Auflager beträgt bei den Proben mit eingebetteten FBG-Sensoren 130 mm und bei den Proben mit FBG-Patches 140 mm.

Weitere Dauerfestigkeitsuntersuchungen finden unter einaxialer Zug-Druck-Belastung statt. Die Prüffrequenz beträgt hierbei 4 Hz und die Meßfrequenz 62,5 Hz. Die UD-orientierten GFK-Proben besitzen eine Größe von 230 mm x 25 mm x 2 mm.

In Abbildung 3.6 ist die Differenz der mittels FBG-Sensor gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten Dehnungen der GFK-Probe in Abhängigkeit von der Lastspielzahl im Weg-geregelten 4-Punkt-Wechselbiegeversuch dargestellt.²⁸ Die maximale Randfaserdehnung beträgt ca. 0,5 % bei einem Lastverhältnis von $R = -1$. Die integrierten Sensorfasern sind aufgrund der auftretenden Druckbelastung mit einer Vorspannung von 0,2 % appliziert.²⁹

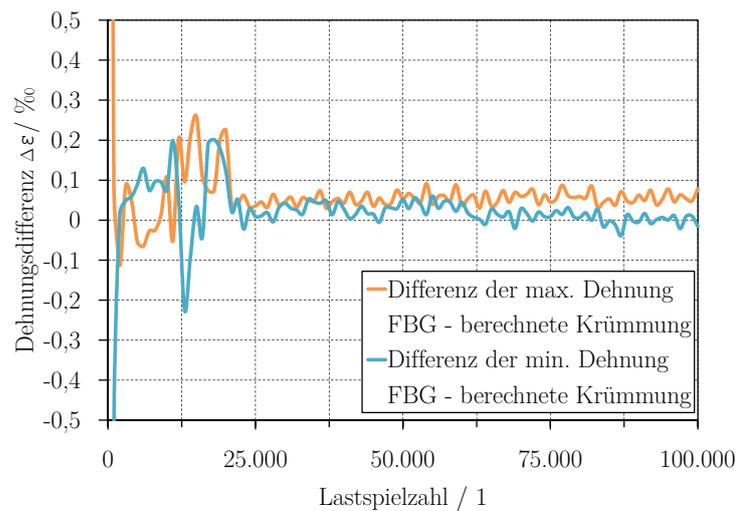


Abbildung 3.6: Differenz der mittels eingebetteten FBG-Sensoren gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten maximalen und minimalen Dehnung im 4-Punkt-Wechselbiegeversuch an einer GFK-Probe mit einer max. Randfaserdehnung von ca. 0,5 % bei einem Lastverhältnis von $R = -1$

Nach 100.000 Lastwechsel weisen beide Langbiegeproben keine signifikante Ermüdung auf. Die eingebetteten FBG-Sensoren werden nicht geschädigt und besitzen eine gute Übereinstimmung mit der aus dem Krümmungsradius berechneten Dehnung. Insgesamt kann festgestellt werden, daß eingebettete FBG-Sensoren eine Randfaserdehnung von ca. 0,5 % mit überlagerter Biegebelastung über eine Lastspielzahl von 100.000 LW sicher ertragen. Dies korreliert mit den Ergebnissen von TRAPPE und GRASSE [Gra10]. Um Aussagen über das Dauerfestigkeitsverhalten von FBG-Patches im Vergleich zu den eingebetteten FBG-Fasern zu erzielen, wird der gleiche

²⁸ Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung der Dehnungsdifferenz der CFK-Probe verzichtet.

²⁹ Zum Zeitpunkt der Durchführung der Untersuchungen ist die Notwendigkeit einer Vorspannung bei einer druckbelasteten Sensorfaser noch nicht geprüft.

4-Punkt-Wechselbiegeversuch mit FBG-Patches mit identischen Versuchsparametern bei einer Randfaserdehnung von ca. 0,4 % durchgeführt. In Abbildung 3.7 ist die Differenz der mittels FBG-Patch gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten Dehnungen beider Proben dargestellt.

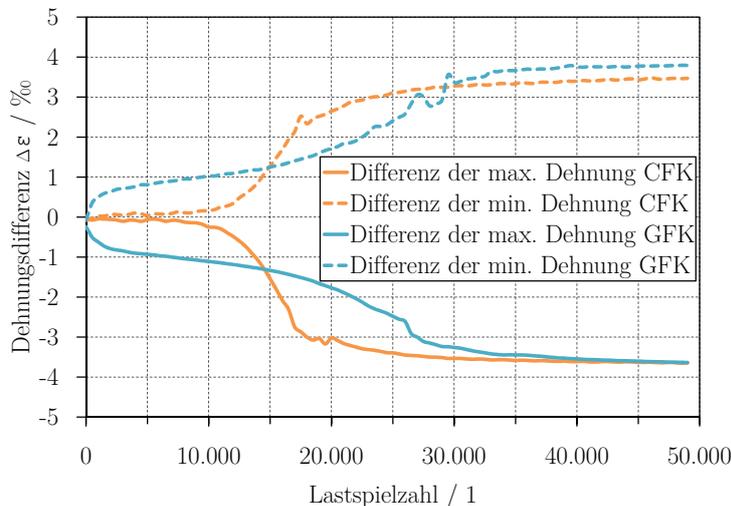


Abbildung 3.7: Differenz der mittels FBG-Patches gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten maximalen und minimalen Dehnungen im 4-Punkt-Wechselbiegeversuch an einer 2 mm dicken GFK- und einer 6 mm dicken CFK-Probe mit einer max. Randfaserdehnung von ca. 0,4 % und einem Lastverhältnis von $R = -1$

Die aus dem Krümmungsradius berechnete Randfaserdehnung stimmt zu Versuchsbeginn mit den gemessenen Dehnungen gut überein. Bei beiden Proben ist ein vorzeitiges Versagen der FBG-Patches zu beobachten. Die Ursache liegt in der Delaminierung des Patches von der Probe, die bei der GFK-Probe unmittelbar nach Versuchsbeginn eintritt und bei der CFK-Probe aufgrund des durch die dickere Probe geringeren Krümmungsradius nach ca. 8.000 LW festzustellen ist. Bei einer Dehnung von 0,4 % beträgt der Krümmungsradius für die GFK-Probe 553 mm und für die CFK-Probe 1.158 mm.

Um eine Aussage darüber treffen zu können, welche Dehnung bzw. welcher Biegeradius zu einem Versagen der Patch-Probe-Klebung führt, werden jeweils zwei CFK-Langbiegeproben mit einer Dicke von 2 mm und 6 mm im oben beschriebenen 4-Punkt-Wechselbiegeversuch untersucht. Im Wechselbiegeversuch bewirkt eine Zunahme der Randfaserdehnung eine Verringerung des Krümmungsradius. Dazu werden die Proben zunächst für eine Lastspielzahl von 50.000 LW bei einer Dehnung von 0,1 % schwingend belastet. Anschließend wird für eine Lastspielzahl von jeweils 10.000 LW die Randfaserdehnung um 0,05 % schrittweise erhöht. In Abbildung 3.8 sind die Dehnungsverläufe der insgesamt vier Langbiegeproben dargestellt. Beide FBG-Patches der CFK-Proben mit einer Dicke von 6 mm fallen erst bei einer Dehnung von ca. 0,4 % aus. Die FBG-Patches der beiden CFK-Proben mit einer Dicke von 2 mm fallen im Gegensatz dazu bereits bei einer Dehnung von ca. 0,25 % aus. Die Untersuchungen zeigen, daß die Haltbarkeit der Patch-Verklebung in erster Linie vom Krümmungsradius der Probe abhängt. Das Dehnungsniveau besitzt hingegen einen nachrangigen Einfluß. Für alle Untersuchungen ist eine gute Reproduzierbarkeit festzustellen.

3.2 Experimentelle Untersuchungen zum Applikationsverfahren

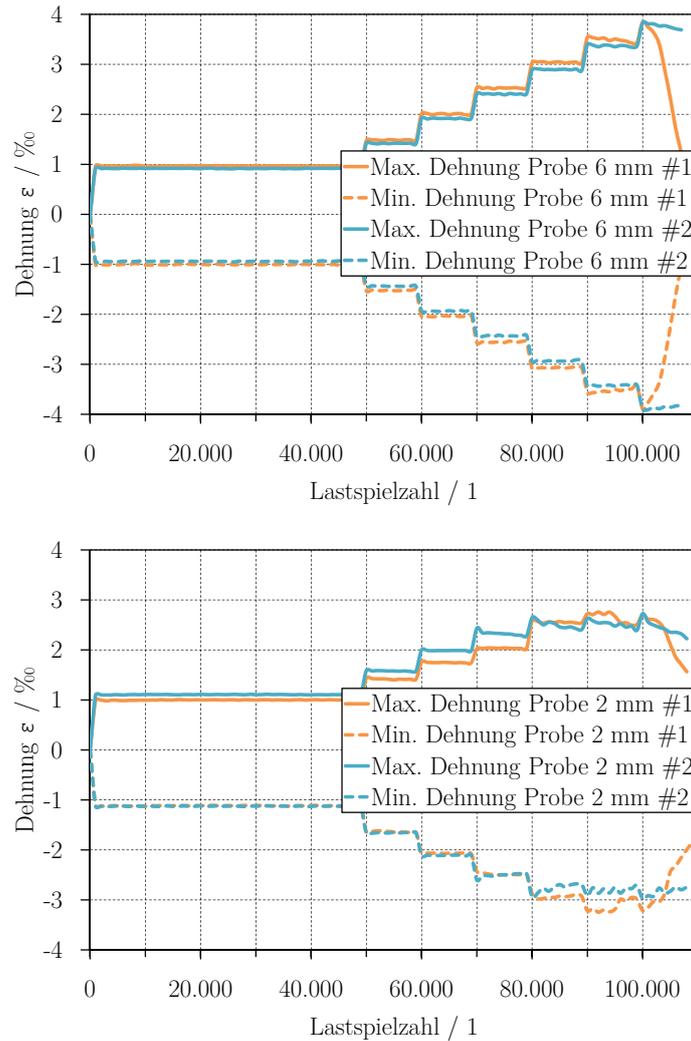


Abbildung 3.8: Vergleich der Dauerfestigkeit von FBG-Patches im 4-Punkt-Wechselbiegeversuch bei steigender Randfaserdehnung an CFK-Proben mit einer Probendicke von 6 mm (oben) und 2 mm (unten)

Zusätzlich zu den 4-Punkt-Wechselbiegeuntersuchungen werden zum direkten Vergleich der Schwingfestigkeit von FBG-Patch und eingebetteter FBG-Faser zwei GFK-Proben im Wegeregelten 1-Stufen-Versuch unter Zug-Schwell-Belastung untersucht. Dabei tritt keine Biegebelastung auf, sondern eine einachsige Zugbelastung. Die Versuche werden bei einem Lastverhältnis von $R=0,1$ durchgeführt, da aufgrund der oberflächenapplizierten Patches keine Stütze zur Verhinderung des Ausknickens unter Drucklast angebracht werden kann. Die maximale Randfaserdehnung beträgt ca. 0,3 % bzw. 0,45 %. Als Referenz-Dehnungsmeßverfahren kommt ein Laserextensometer zum Einsatz, welches durch einen Fehler bei der Messdatenerfassung erst ab einer Lastspielzahl von 200.000 LW bzw. 250.000 LW die Dehnung aufzeichnet.

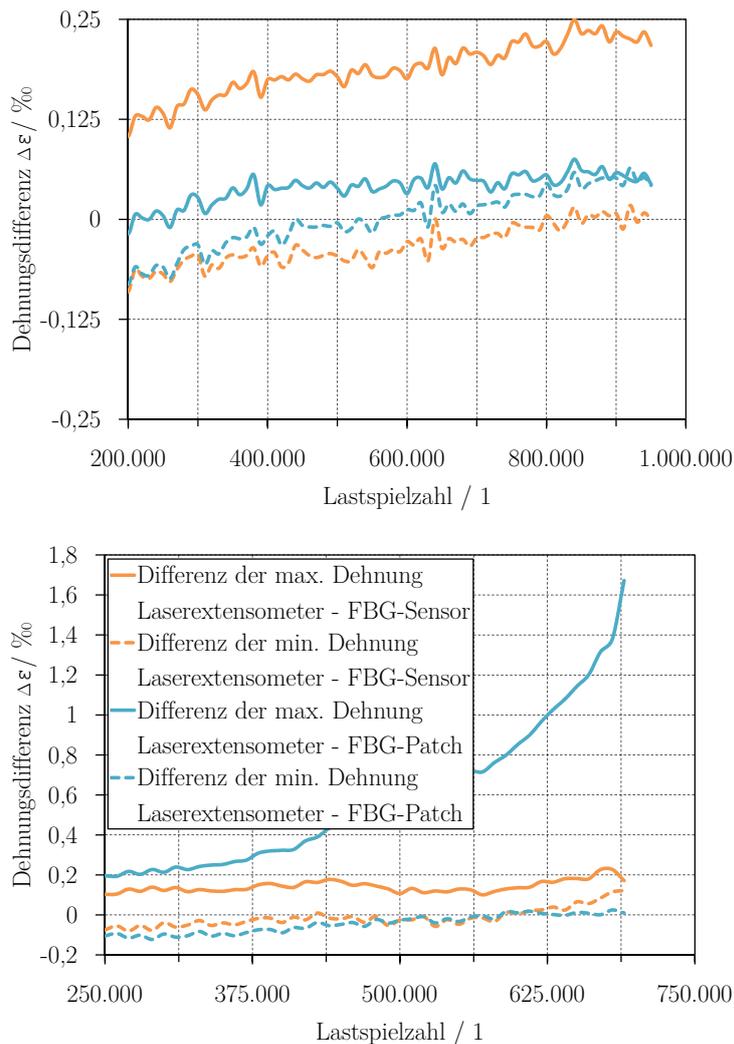


Abbildung 3.9: Vergleich der Differenz der mittels strukturintegrierten FBG-Sensoren bzw. Sensorpatches und mit Laser-Extensometer gemessenen maximalen und minimalen Dehnung im einachsigen 1-Stufen-Zugversuch mit einer max. Randfaserdehnung von ca. 0,3 % (oben) und ca. 0,45 % (unten) bei einem Lastverhältnis von $R = 0,1$

Die Probe mit der Randfaserdehnung von ca. 0,3 % wird über ca. 10^6 LW belastet. Eine Ermüdung der Werkstoffprobe ist über den Kraftverlauf, der aufgrund der Übersichtlichkeit nicht dargestellt ist, nicht festzustellen. Die Ursache für die gleichmäßige Drift der minimalen und maximalen Dehnungsdifferenz liegt in einer Relaxation der GFK-Probe. Sowohl der Sensorpatch als auch die eingebettete Sensorfaser zeigen keinen Ausfall, und die ermittelten Dehnungen korrelieren gut mit den durch das Laserextensometer ermittelten Dehnungen. Der FBG-Patch der Probe mit einer Randfaserdehnung von ca. 0,45 %, die über 700.000 LW belastet wird, weist nach ca. 300.000 LW eine signifikante Zunahme der Dehnungsdifferenz auf. Der strukturintegrierte FBG-Sensor zeigt hingegen aufgrund der geringen Differenz zur Dehnungsmessung des Laserextensometers keinen Ausfall.

Die Ergebnisse der Dauerschwinguntersuchungen im Zug-Schwell- und im 4-Punkt-Wechselbiege-Versuch belegen eine Abhängigkeit der Dauerfestigkeit des Patches von der Randfaserdehnung und dem Krümmungsradius. Insgesamt besitzt die strukturintegrierte Fasersensorik eine signifikant höhere Dauerfestigkeit als ein oberflächenlaminiertes FBG-Patch, der aufgrund der Delamination von der Oberfläche früher versagt. Jedoch weist auch der FBG-Patch bei geringerer Randfaserdehnung und geringem Krümmungsradius eine hohe Dauerfestigkeit auf.

3.2.3 Temperaturkompensation

Jeder Probekörper, auf dem FBG-Sensoren zur Dehnungsmessung appliziert werden, besitzt einen Wärmeausdehnungskoeffizienten α_{Pr} . Die Brechzahl der Sensorfaser weist ebenfalls eine Temperaturabhängigkeit α_n auf. Aus diesem Grund können präzise Messungen nur mit Hilfe einer Temperaturkompensation durchgeführt werden.³⁰ Sind die Wärmeausdehnungskoeffizienten des Prüfkörpers α_{Pr} und die Temperaturabhängigkeit der Brechzahl α_n bekannt, ergibt sich bei Einsetzen von Gleichung 3.6 in Gleichung 3.5 für die Dehnung eines Bauteils infolge der Wellenlängenverschiebung und des Temperaturgradienten folgender Ausdruck [Kre08b]:

$$\epsilon_m = \frac{1}{k} \cdot \left(\frac{\Delta\lambda_m}{\lambda_{B.m}} - \frac{\Delta\lambda_t}{\lambda_{B.t}} \cdot \left(\frac{k \cdot \alpha_{Pr}}{\alpha_n} + 1 \right) \right) \text{ bei } k \cdot \alpha_{Glas} = 0 \quad (3.8)$$

Sind diese Koeffizienten nicht bekannt, kann experimentell ein Korrekturfaktor ermittelt werden. Dazu wird ein zusätzlicher FBG-Sensor in die unmittelbare Nähe des Prüfkörpers appliziert, ohne daß dieser Sensor eine mechanische Belastung erfährt. Aus dem Quotienten der Steigungen von dehnungsmessendem und temperaturmessendem FBG-Sensor im $\Delta\lambda$ -T-Diagramm kann der Korrekturfaktor ermittelt werden. Dazu wird eine UD-orientierte GFK-Langbiegeprobe (Abmessung 300 mm x 35 mm x 3 mm) in der 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung in einer Temperaturkammer schwingend belastet. Für die Untersuchung der Temperaturkompensation ist die 4-Punkt-Biegevorrichtung besonders geeignet, da die thermische Ausdehnung der Probekörper nicht behindert wird und zwischen den inneren Auflagern ein konstantes Biegemoment des Probekörpers vorliegt. Die Applikation des FBG-Sensors erfolgt analog zu den Untersuchungen in Abschnitt 3.2.2. Ein weiterer FBG-Sensor wird in der Klimakammer zur Erfassung der thermischen Ausdehnung ohne mechanische Belastung untergebracht. In Abbildung 3.10 ist die Änderung der Wellenlänge in Abhängigkeit von der Temperatur für eine mechanisch unbelastete und eine belastete Werkstoffprobe dargestellt [Kus09].

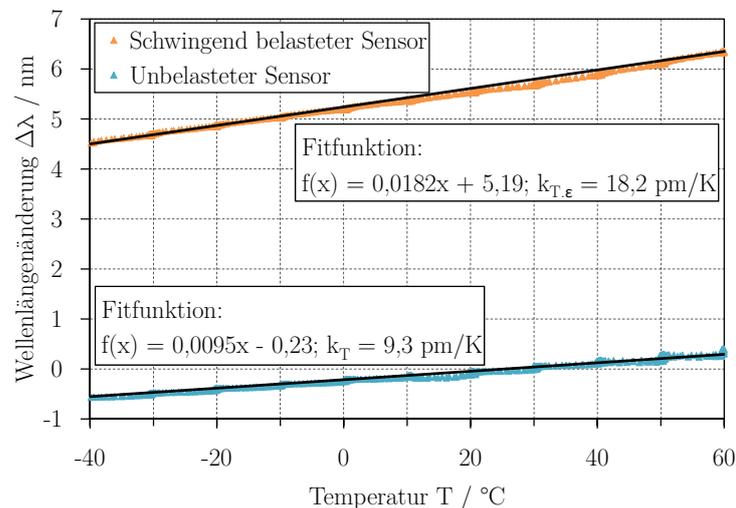


Abbildung 3.10: Abhängigkeit der Wellenlänge von der Temperatur von mechanisch unbelasteter und belasteter Probe zur Ermittlung der Korrekturfaktoren für die Temperaturkompensation

Die Steigung der Kurve der mechanisch belasteten Probe unterscheidet sich signifikant von der Steigung der Kurve der unbelasteten Kurve. Über eine lineare Fitfunktion können die Steigungen

³⁰Die Untersuchungen der Druckfestigkeit und der Dauerfestigkeitsuntersuchungen finden ohne Temperaturkompensation im Normklima (23 °C, 50 % rel. Feuchte) statt. Die Prüffrequenz wird derart gewählt, daß eine Eigenerwärmung der Probekörper zu vernachlässigen ist.

der unbelasteten Probe k_t bzw. der belasteten Probe $k_{\epsilon,t}$ bestimmt werden. Die kompensierte Wellenlängendifferenz $\Delta\lambda_{komp}$ berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$\Delta\lambda_{komp} = \Delta\lambda_{\epsilon,t} - \frac{k_{\epsilon,t}}{k_t} \cdot \Delta\lambda_t \quad (3.9)$$

Dadurch bestimmt sich die Dehnung in Abhängigkeit von der Wellenlänge und unter Berücksichtigung der Temperaturkompensation mit folgender Gleichung:

$$\epsilon_m = \frac{\Delta\lambda_{komp}}{\lambda_B \cdot k} \quad (3.10)$$

Um die Qualität der Temperaturkompensation bewerten zu können, wird eine GFK-Langbiegeprobe in der 4-Punkt-Wechselbiegevorrichtung bei einer Frequenz von 0,025 Hz und einer Randfaserdehnung von ca. 0,5 % schwingend belastet. Die Untersuchungen finden in einer Klimakammer statt, die maximale Temperaturdifferenz beträgt 100 K. Ausgehend von einer Anfangstemperatur von 20 °C betragen die Rampengeschwindigkeit 1 K/min und die Haltezeit jeweils 60 Minuten. Die Gesamtversuchsdauer beträgt 24 Stunden. In Abbildung 3.11 sind der Temperaturverlauf, die mittels FBG-Sensor gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten Dehnungen sowie die Differenz der gemessenen und berechneten Dehnungen der GFK-Probe in Abhängigkeit von der Lastspielzahl im Weg-geregelten 4-Punkt-Wechselbiegeversuch dargestellt.

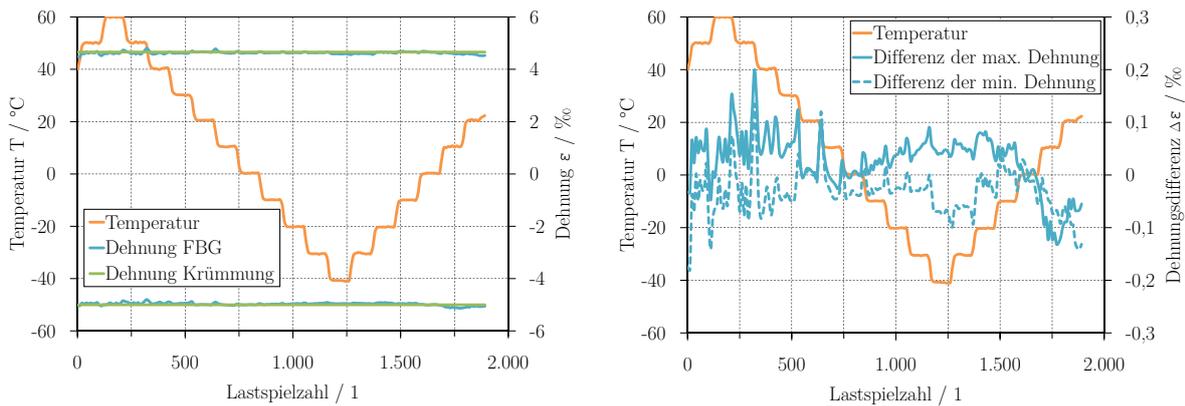


Abbildung 3.11: Temperatur- und Dehnungs-Lastspielzahl-Verlauf (links) und Differenz der mittels FBG-Sensoren gemessenen und über den Krümmungsradius berechneten maximalen und minimalen Dehnung (rechts) im 4-Punkt-Wechselbiegeversuch an einer GFK-Probe mit einer max. Randfaserdehnung von ca. 0,5% bei einem Lastverhältnis von $R=-1$ in einer Klimakammer zur Bewertung der Temperaturkompensation

Die Wellenlänge des FBG-Sensors und somit die Dehnung weisen über die Lastspielzahl von 2.000 LW eine gute Übereinstimmung mit der geometrisch aus dem Krümmungsradius und dem Abstand von der Oberfläche zur neutralen Faser berechneten Dehnung auf. Eine signifikante Temperaturabhängigkeit des FBG-Sensors ist nicht festzustellen. Dies belegt die gute Qualität der Temperaturkompensation mit der gewählten Korrekturfunktion.

3.3 Applikation im Original- und Versuchsrotorblatt

Basierend auf den Ergebnissen der vorangegangenen Untersuchungen bietet sich für die Applikation von FBG-Sensorfasern an Rotorblättern für WEA grundsätzlich sowohl eine Strukturintegration der FBG-Sensoren als auch eine Oberflächenapplikation durch FBG-Patches an. Da für das Original- und das Versuchsrotorblatt eine äquivalente Werkstoffbeanspruchung und damit ein äquivalentes Dehnungsniveau angestrebt wird und für die Applikation der Sensorik der Fertigungsprozess des Original- und auch des Versuchsrotorblattes unterbrochen werden kann, erfolgt als Konsequenz aus den vorangegangenen Untersuchungen zunächst eine strukturintegrierte Applikation der FBG-Sensorfasern. Weitere Sensoren werden nachträglich als FBG-Patches appliziert, da die zu erwartende Randfaserdehnung maximal 0,25 % beträgt, keine kleinen Krümmungsradien im Bauteil auftreten und sich die Handhabung von Patches für eine nachträgliche Applikation einfach gestaltet.

3.3.1 Applikation im Originalbauteil

In das Originalrotorblatt werden die FBG-Sensoren zunächst strukturintegriert appliziert. Dazu wird die Fasersensorik zum Schutz vor äußeren Einwirkungen und zur direkten Messung der Dehnungen der lasttragenden Gurte (siehe Abschnitt 2.1) in die vier vorhandenen Gurtkanäle in der Druck- und Saugseite der inneren Blattschale verlegt. Durch die Verlegung von vier FBG-Sensorketten in den Gurtkanälen der ähnlich einem Kasten angeordneten Holme (siehe Abb. 1.2) ist eine Identifikation der rechtwinklig orientierten Lastanteile in Schlaglast- bzw. Schwenklast-Richtung möglich (siehe Abschnitt 6.2.4). Dadurch geht die Meßidee mit dem konstruktiven Aufbau eines Rotorblattes gut einher.

Die Applikation erfolgt vor Einlage der UD-CFK-Gurte. Zur Vermeidung scharfer Kanten und lokaler Unebenheiten ist ein glattgeschliffener Untergrund notwendig. Nach dem Glattschleifen und der Reinigung der Gurtkanäle sind diese für die Applikation der Fasersensorik präpariert. Die Sensorik wird über eine Zugvorrichtung mit einer definierten Vorspannung straff in den konkav geformten Gurtkanal gelegt, um eine gerade, den Gurtkanälen folgende Faserorientierung zu erreichen. Die Sensorfasern werden mit Epoxid-Klebstoff bestrichen und mit einer dünnen GFK-Biaxial-Abdecklage versehen. Zur späteren Verklebung der Gurte kommt abschließend Abreißgewebe zum Einsatz. Die Enden der Fasersensorik werden an den Innenseiten der Gurtkanäle herausgeführt und in Aufbewahrungsboxen gelagert. Die Aushärtung der Verklebung der Sensorfaser erfolgt unter Vakuum, um Lufteinschlüsse zu vermeiden und die Sensorfaser auch bei lokal vorhandenen Unebenheiten sicher mit dem Untergrund zu verkleben. Eine spätere Verklebung der CFK-Gurte mit der Oberfläche der die Sensorfaser schützenden Abdecklage muß dabei gewährleistet werden.

Für den Sensorabstand wird als Richtwert die doppelte Bauteilhöhe gewählt. Diese Wahl wird durch Erfahrungen bei der Applikation des Tragflügelabschnitts eines Segelflugzeuges begründet [Tra07]. Aufgrund der gegenüber anderen Sensoren wie z.B. DMS relativ hohen Kosten ist die Applikation von FBG-Sensoren mit einer lokale Schäden gerade noch detektierbaren Anzahl anzustreben. In Abbildung 3.12 ist das Originalrotorblatt mit den Gurtkanälen der Druckseite dargestellt.

Es ist zu erkennen, daß der Untergrund der Gurtkanäle für die Applikation der Sensorfasern glattgeschliffen ist und größere Unebenheiten beseitigt sind. Weiterhin sind die Anschlußboxen der Fasersensoren abgebildet, die für den Anschluß an das FBG-Meßgerät vorbereitet sind. In diese Anschlußboxen werden beide Enden der Sensorfasern geführt, um bei Bedarf bzw. einer eventuellen Beschädigung beide Seiten der Faser zur Erfassung möglichst aller Bragg-Gitter an das FBG-Meßgerät anschließen zu können. Die Anschlußboxen sind für eine leichte Zugänglichkeit in der Nähe des Blattanschlusses installiert.

Durch Fehler bei der Installation sind einige strukturintegrierte FBG-Sensoren irreparabel



Abbildung 3.12: Applikation der strukturintegrierten Fasersensorik in das Original-Rotorblatt; Gurtkanäle als Applikationsort (links) und Herausführung der Fasersensorik aus den Gurtkanälen in Anschlussboxen (rechts)

beschädigt worden. Aus diesem Grund werden im Blattanschlußbereich an der Innenseite des Rotorblattes zusätzliche FBG-Sensoren appliziert [Rüc10]. Dabei handelt es sich um kommerziell verfügbare FBG-Patches der Fa. Advoptics, die in Blattlängsrichtung orientiert und im 90°-Winkel zueinander positioniert sind. Die zu erwartende Randfaserdehnung liegt im Blattanschlußbereich bei maximal 0,1 %. In Tabelle 3.2 ist eine Übersicht der funktionstüchtigen FBG-Sensoren im Originalrotorblatt mit der zugehörigen Einbauposition dargestellt.

Tabelle 3.2: Übersicht der Sensorpositionen im Originalrotorblatt

Sensor	Installationsort	Sensorposition
1	Blattanschlußbereich	Saugseite
2	Blattanschlußbereich	Vorderkante
3	Blattanschlußbereich	Hinterkante
4	Blattanschlußbereich	Druckseite
5	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite, 22,5 m
6	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite, 31,9 m
7	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite, 40,3 m
8	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite, 36,1 m

Da die FBG-Patches in das bereits an der WEA angeschlossene Rotorblatt installiert werden, sind diese zum Zeitpunkt der Installation vorverstimmt. Aus diesem Grund ist ein Abgleich der Sensoren im unbelasteten Zustand notwendig. Dazu wird das Rotorblatt an der WEA in folgende Richtungen positioniert, wobei eine Rotorblattpositionierung in Trudelstellung aufgrund der dann entstehenden Auftriebskräfte zu vermeiden ist (siehe Abbildung 3.13):

- Blattspitze zum Boden zeigend, Blattvorderkante in Windrichtung positioniert
- Blattspitze zum Boden zeigend, Blattschale in Windrichtung positioniert
- Rotorblatt in horizontaler Position positioniert, Blattspitze zur Vermeidung von Meßfehlern aufgrund von Auftriebskräften in den Wind gedreht, 360°-Drehung der Pitchverstellung

Durch Kenntnis der Massenverteilung werden zunächst die lokalen Dehnungen durch Normalspannungen und Biegemomente berechnet und anschließend mit den Messungen verglichen.



Abbildung 3.13: Abgleich der FBG-Sensoren im Originalbauteil bei drei verschiedenen Rotorblattpositionen: Blattspitze zum Boden und Blattvorderkante in Windrichtung positioniert (links), Blattspitze zum Boden und Blattschale in Windrichtung positioniert (mitte), Rotorblatt in horizontaler Ausrichtung und Blattspitze in Windrichtung positioniert (rechts).

Insgesamt stehen somit acht Dehnungssensoren an acht verschiedenen Positionen zur Verfügung. Durch die Positionierung der FBG-Sensoren ist eine Dehnungsverteilung des Rotorblattes bei verschiedenen Lastzuständen erhältlich.

3.3.2 Applikation im Versuchsrotorblatt

Die Fasersensorik des Versuchsrotorblattes wird zum Schutz vor äußeren Einwirkungen und zur direkten Messung der Gurtdehnungen wie im Originalrotorblatt innerhalb des Bauteils in die Gurtkanäle vor Einlage des UD-CFK-Gurtes appliziert. Auch im Versuchsrotorblatt ist ein glattgeschliffener und gereinigter Untergrund notwendig, und es kommt zur Vermeidung von Lufteinschlüssen ebenfalls eine Vakuumabsaugung zum Einsatz. Die Enden der Fasersensorik werden wie im Originalrotorblatt an den Innenseiten der Gurtkanäle an der Blattspitze und im Blattwurzelbereich herausgeführt und in Anschlußboxen aufbewahrt. Ein Sensorkonfigurationsplan ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

In Abbildung 3.15 ist ein ungeschützter Fasersensor bei der Applikation im Gurtkanal dargestellt. Durch die spätere Überklebung mit der Biaxial-Abdecklage und den lasttragenden UD-Gurten wird die Integration in das Bauteil realisiert. Wie im Originalrotorblatt ist auch im Versuchsrotorblatt eine entsprechende Präparation des Untergrundes erforderlich.

Da bei der Herstellung des Versuchsrotorblattes eine Sensorkette falsch installiert wurde, müssen nachträglich FBG-Sensoren auf der äußeren Blattschale appliziert werden.³¹ Dabei kommen ebenso wie im Originalrotorblatt kommerziell verfügbare FBG-Patches der Fa. Advoptics zum Einsatz. Abbildung 3.16 zeigt einen auf der Saugseite des Versuchsrotorblattes applizierten FBG-Patch und die dazugehörige Sensorkette.

³¹ Da das Versuchsrotorblatt für die Untersuchungen im Stellvertreter-Prüfstand hergestellt wird und nicht an einer WEA montiert wird, kann die äußere Blattschale als Applikationsoberfläche verwendet werden.

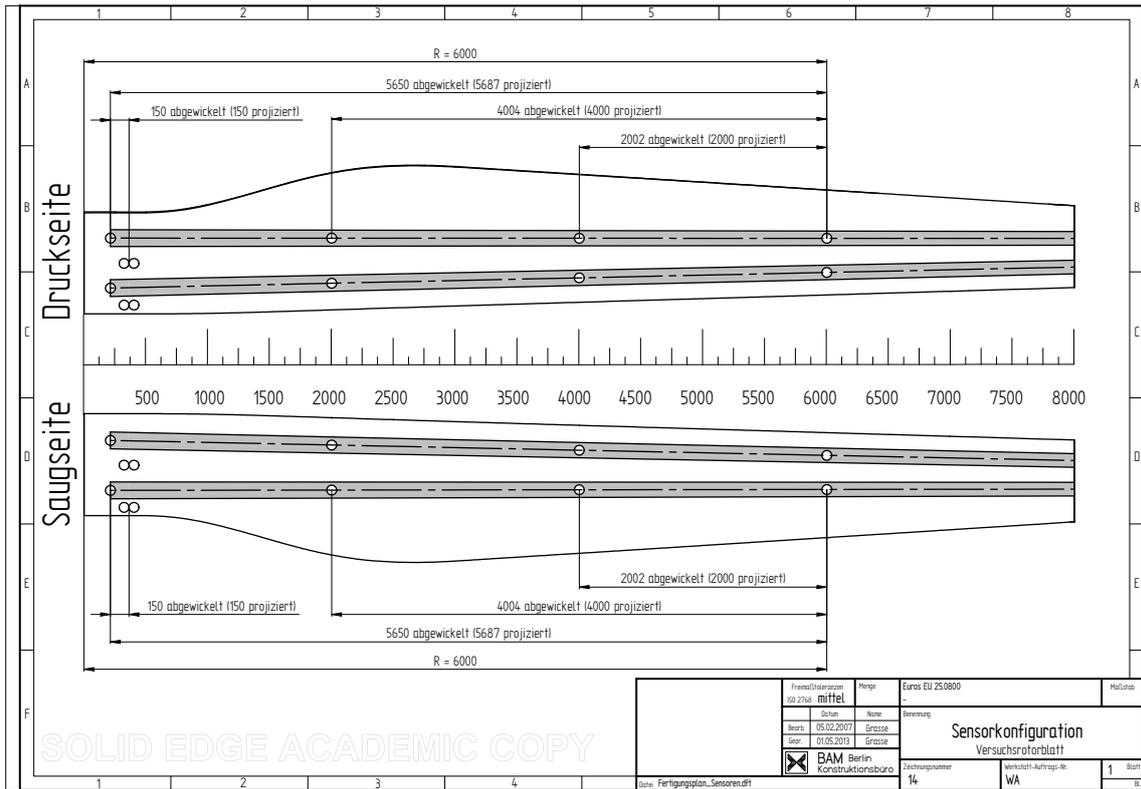


Abbildung 3.14: Sensorkonfigurationsplan der FBG-Sensorik im Versuchsrotorblatt



Abbildung 3.15: Ungeschützter FBG-Sensor bei der Applikation (links) und Vorbereitung der Gurtkanäle des Versuchsrotorblattes zur Applikation der Sensorfasern (rechts)



Abbildung 3.16: Oberflächenapplizierter FBG-Sensor in Patch-Ausführung (links) und Sensorkette aus FBG-Patches auf der äußeren Blattschale als Ersatz für beschädigte integrierte Sensorkette (rechts)

In Tabelle 3.3 ist eine Übersicht der FBG-Sensoren im Versuchsrotorblatt mit der zugehörigen Einbauposition dargestellt. Je Gurtkanal kommt jeweils eine FBG-Sensorfaser mit vier Sensoren zum Einsatz, so daß in das Versuchsrotorblatt insgesamt 16 FBG-Sensoren appliziert werden. Dabei wird als Richtwert für den Sensorabstand ebenfalls die doppelte Bauteilhöhe gewählt (siehe auch Abschnitt 3.3.1).

Tabelle 3.3: Übersicht der Sensorpositionen im Versuchsrotorblatt

Sensor	Installationsort	Sensorposition
1	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite hinten, 6370 mm
2	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite hinten, 4580 mm
3	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite hinten, 2600 mm
4	Blattanschlußbereich	Druckseite hinten, 560 mm
5	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite hinten, 6630 mm
6	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite hinten, 2480 mm
7	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite hinten, 2000 mm
8	Blattanschlußbereich	Saugseite hinten, 450 mm
9	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite vorne, 6000 mm
10	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite vorne, 4000 mm
11	Gurtkanal der Blattschale	Druckseite vorne, 2000 mm
12	Blattanschlußbereich	Druckseite vorne, 350 mm
13	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite vorne, 6624 mm
14	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite vorne, 4460 mm
15	Gurtkanal der Blattschale	Saugseite vorne, 2500 mm
16	Blattanschlußbereich	Saugseite vorne, 450 mm

Insgesamt stehen für das Versuchsrotorblatt 16 Dehnungssensoren an verschiedenen Positionen zur Verfügung, die für die Bewertung eines Zustandsüberwachungssystems genutzt werden können. Durch die Positionierung der FBG-Sensoren ist eine Dehnungsverteilung des Rotorblattes unter verschiedenen Lastzuständen erhältlich, die für die experimentellen Untersuchungen des Versuchsrotorblattes und zur Verifikation der berechneten Lasten verwendet werden kann.

4 FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes

Die FEM ist ein numerisches Simulationsverfahren, welches in den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts entwickelt wurde. Sie dient der näherungsweise Berechnung von mechanischen, thermischen und weiteren Größen auf einem Gebiet und ist mit der wachsenden Rechenkapazität von Computern zu einem hilfreichen Werkzeug für komplexe Berechnungen geworden. Für die Analyse des Versuchsrotorblattes kommt das FEM-Programm Ansys zum Einsatz. In der Dokumentation des Programms sind umfangreiche Erläuterungen und Hinweise zur Modellierung und Berechnung gegeben [Ans07]. Die mathematischen Grundlagen der FEM werden u.a. ausführlich von BATHE [Bat01], KNOTHE [Kno08] und SCHWARZ [Sch91] beschrieben.

In diesem Kapitel werden zunächst kurz die theoretischen Grundlagen der numerischen Analyse erläutert, um dann die Modellierung des Versuchsrotorblattes als Schalenmodell zu beschreiben. Anschließend werden die Ergebnisse der Modalanalyse (Eigenfrequenz- und Eigenformanalyse) und der statischen Untersuchungen mit ungeschädigtem und geschädigtem Versuchsrotorblatt vorgestellt.

4.1 Einführung und Grundlagen der Finite-Elemente-Methode

Die FEM berechnet auf Grundlage des elastischen Gesamtpotentials innere Belastungen und Verformungen. Dieses Potential ist definiert als die Differenz der Formänderungsarbeit einer Struktur und der Arbeit der an ihr wirkenden äußeren Kräfte und nimmt in Abhängigkeit der Deformation der Struktur unterschiedliche Werte an. Das Potential Π lässt sich durch folgende Gleichung darstellen:

$$\Pi = \int_{\nu} \rho(u) dV - \int_{\nu} f_V u dV - \int_{\partial\nu} f_A u dA - \sum_i F_i u_i \quad (4.1)$$

Für die Formänderungsarbeit stellen ν das untersuchte Gebiet, u das Verschiebungsfeld, $\rho(u)$ die Deformationsenergiedichte, f_V die Volumenkräfte und f_A die Oberflächenkräfte dar. Für die Arbeit der äußeren Kräfte beschreibt F_i die Einzelkräfte und u_i die zugehörigen diskreten Verschiebungen.

Unter allen möglichen Verformungszuständen stellt sich dem HAMILTONSCHEN Prinzip folgend stets derjenige Verschiebungszustand ein, der zu einem minimalen Wert des Gesamtpotentials und somit zu einem Minimum der potentiellen Energie des betrachteten Systems führt. Diese Minimierung der Differenz von der Formänderungsarbeit und der Energie der äußeren Kräfte ergibt somit den geometrisch zulässigen Verschiebungs- und Verzerrungszustand der Struktur [Grz09].

Charakteristisch für die FEM ist die Verwendung von Ansatzfunktionen (Formfunktionen), die für den Verschiebungszustand der Struktur nicht mehr beliebige Verformungen ermöglichen, sondern in Abhängigkeit von den gewählten Ansatzfunktionen nur noch bestimmte Verschiebungen zulassen. Bei Definition der Knoten $i = 1 \dots N$ auf einem zweidimensionalen Element e lassen sich für die Ansatzfunktionen H_i^e folgende Gleichungen schreiben:

$$H_i^e(x_i, y_i) = \begin{cases} 1 & \text{für } i = j \\ 0 & \text{für } i \neq j \end{cases} \quad (4.2)$$

Die Verschiebung u^e auf diesem Element lässt sich durch folgende Gleichung darstellen:

$$u^e(x, y) = \sum_{i=1}^N \hat{u}_i^e H_i^e(x, y) \quad (4.3)$$

Die Ansatzfunktionen werden so definiert, daß sie an genau einem Punkt (dem zugeordneten Knoten) den Wert 1 und an allen anderen Knoten den Wert 0 annehmen. Der Vorteil dieser Definition ist, daß der Verschiebungszustand als Linearkombination aus den Knotenwerten u_i und den zugehörigen Ansatzfunktionen H_i dargestellt werden kann. Die Ansatzfunktionen bilden somit mathematisch eine Basis für den Raum der möglichen Lösungen. Grundsätzlich ist jede Ansatzfunktion zulässig, solange sie numerisch integriert werden kann. Übliche Typen von Ansatzfunktionen sind Polynome von maximal dritter Ordnung.

Da die Gleichgewichtsbedingungen nur an diskreten Stellen (den Knoten) und nicht-kontinuierlich erfüllt werden, ist die FEM-Lösung fehlerbehaftet. Eine Reduzierung dieses Fehlers kann durch die Verwendung von Ansatzfunktionen mit Polynomen höherer Ordnung oder durch eine Verfeinerung des Netzes erreicht werden, so daß die FEM-Lösung gegen die exakte Lösung konvergiert. Da in der Regel Polynome ersten und zweiten Grades für die Approximation der Verschiebungen verwendet werden, ist die feinere Vernetzung, d.h. die Erhöhung der Netzdichte, der gebräuchlichere Weg. Die Lösung des aufgestellten Gleichungssystems liefert die Knotenverschiebungen und somit über die gewählte Formfunktion die Verschiebung eines beliebig gewählten Punktes der Struktur. Durch das Differenzieren der Verformungen nach den jeweiligen Koordinaten lassen sich die Verzerrungen und mit dem Materialgesetz die Spannungen bestimmen.

Da die Verschiebungen und somit auch die Ansatzfunktionen sowohl in die Formänderungsarbeit der Struktur als auch in die der äußeren Kräfte Eingang finden, wird auch das Minimum des elastischen Gesamtpotentials von der Einschränkung der möglichen Verschiebungszustände beeinflusst, so daß die erzielte Lösung im allgemeinen nicht den exakten Verschiebungszustand wiedergibt, sondern eine Näherung darstellt.

Die Gesamtlösung $u(x, y)$ setzt sich aus der Summe über alle Elemente $e = 1 \dots M$ zusammen. Durch Neuzählung der Knoten von $k = 1 \dots N \cdot M$ kann die Doppelsumme zu einer Einzelsumme zusammengefasst werden:

$$u(x, y) = \sum_{e=1}^M \sum_{i=1}^N \hat{u}_i^e H_i^e(x, y) = \sum_{k=1}^{N \cdot M} \hat{u}_k H_k(x, y) \quad (4.4)$$

Die konstanten Knotenwerte \hat{u}_k können vor die Integrale gezogen werden, so daß nur die Formfunktionen und, falls diese auftreten, die ortsabhängigen Steifigkeiten zu integrieren sind. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in dem stets gleichen Lösungsalgorithmus und in der damit verbundenen Eignung für den Rechnereinsatz. Für statische Probleme besitzt das Gleichungssystem folgende Form:

$$\underline{\underline{K}} \cdot \underline{u} = \underline{f} \quad (4.5)$$

Dabei stellt $\underline{\underline{K}}$ die Steifigkeitsmatrix dar, deren Einträge sich aus den Ergebnissen der Integrale bestimmen lassen, \underline{u} den Vektor der gesuchten Knotenverschiebungen und \underline{f} den Lastvektor.

Das Anregen von Systemen mit der Eigenfrequenz kann schwerwiegende Strukturschäden eines Bauteils zur Folge haben. Die Modalanalyse liefert Eigenfrequenzen und Eigenformen durch die Lösung des Eigenschwingungsproblems. Dazu ist neben der Formänderungsarbeit zusätzlich die kinetische Energie des Systems zu betrachten:

$$\underline{\underline{K}} \cdot \underline{u} = \lambda \cdot \underline{\underline{M}} \cdot \underline{u} \text{ mit } \lambda = \omega^2 \text{ und } \omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (4.6)$$

Dabei stellen λ einen Eigenwert, u der zu λ gehörende Eigenvektor, ω die Eigenkreisfrequenz und $\underline{\underline{M}}$ die Massenmatrix dar. Die Gleichung 4.6 stellt die Grundlage für eine Modalanalyse in

der FEM dar. Aus der Lösung des Gleichungssystems erhält man die Eigenfrequenzen f und die Eigenformen [Bat01, Kno08, Sch91].

4.2 Modellierung des Versuchsrotorblattes

Die Modellierung des Versuchsrotorblattes für die FEM-Analyse erfolgt auf Grundlage der Geometriedaten der einzelnen Profilschnitte. Über die Gesamtlänge des Versuchsrotorblattes ist die Geometrie von 33 Profilschnitten als Datensatz von jeweils 305 Punktkoordinaten vorhanden. Die einzelnen Punkte werden durch Splines verbunden. Zwischen benachbarten Profilschnitten werden Linien derart erzeugt, daß die zu generierenden Flächen mit unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften definiert werden können. Auf der Profilkontur werden die Anfangs- und Endpunkte des Vorderkanten- und Hinterkantenbereichs, der Gurte und des Bereichs zwischen den Gurten für die Druck- und Saugseite festgelegt. Nach Bestimmung aller Anschlußstellen können diese zur Definition von Linien zwischen benachbarten Querschnitten verwendet werden. Dadurch ist anschließend die Definition von Flächen möglich, denen die entsprechenden Werkstoffeigenschaften zugeordnet werden können. In Abbildung 4.1 ist das Versuchsrotorblatt mit den zur Flächendefinition verwendeten Begrenzungslinien der einzelnen Flächen dargestellt [Grz09].

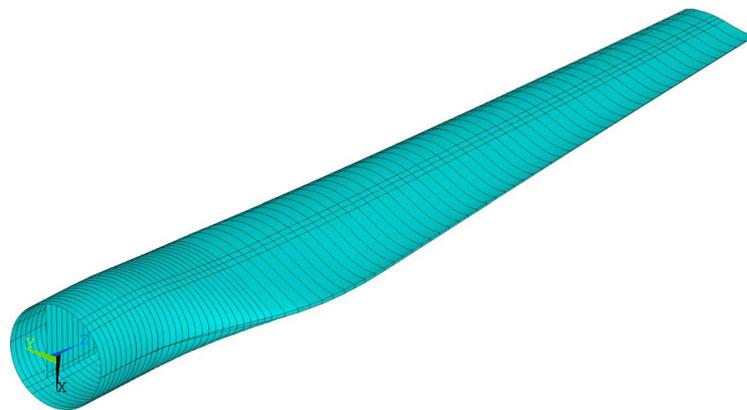


Abbildung 4.1: Versuchsrotorblatt als FEM-Modell mit Begrenzungslinien der einzelnen Flächen

Im Hinblick auf die späteren experimentellen Untersuchungen sind die Berechnungen der lokalen Spannungen und Verzerrungen (statische Analyse) sowie der globalen und lokalen Eigenformen (numerische Modalanalyse) erforderlich. Für diese Berechnungen ist eine Modellierung des Versuchsrotorblattes mit Schalen- oder Volumenelementen notwendig, wobei aufgrund der dünnwandigen Struktur des Rotorblattes auf eine Modellierung mit Volumenelementen verzichtet werden kann.³² Der Verbundwerkstoff wird im Schalenmodell durch einzelne Layer, die z.B. Lamine oder Füllstoffe abbilden, modelliert. Da bei einzelnen Flächen (z.B. im Blattanschlußbereich und bei den Gurten) unterschiedliche Lamine verwendet werden, ist die Eigenschaft einer mehrfachen Materialzuordnung notwendig, d.h. daß die verschiedenen Lamine durch einzelne Layer modelliert werden.

Um überschaubare Rechenzeiten auch bei feiner Vernetzung einer derart großen Struktur zu gewährleisten, fällt die Wahl auf das lineare Schalenelement Ansys Shell 181. Vergleichsrechnungen mit Elementen mit quadratischer Ansatzfunktion (Schalenelemente mit acht Knoten) werden für einfache Beispiele durchgeführt, bei einer genügend feinen Vernetzung sind die Unterschiede jedoch sehr gering. Somit muß als Geometrie nur die Fläche vorliegen, die Dicke hingegen kann separat definiert werden. Ein Aufbau aus einzelnen Schichten, wie es auch in der Realität geschieht, ist mit diesem Element möglich [Grz09].

³²Diese Tatsache reduziert den Rechenaufwand erheblich, so daß die Ergebnisse schneller generiert werden können.

Im Vergleich zu isotropen Werkstoffen erfordern die orthotropen Materialeigenschaften von FVW im dreidimensionalen Raum die Definition eines Satzes von neun Werkstoffparametern, da die Steifigkeiten E_i nicht wie bei den isotropen Werkstoffen über die Poissonzahlen ν_i mit den Schubmoduln G_i verknüpft sind. Für die fünf verschiedenen Werkstoffe des Versuchsrotorblattes (Biaxial-Gelege, Triaxial-Gelege, UD-Gurt, Holz und Schaum) werden die neun Kenndaten des elastischen Stoffgesetzes (E_x, E_y, E_z und G_{xy}, G_{yz}, G_{zx} und $\nu_{xy}, \nu_{yz}, \nu_{zx}$) hinterlegt. Für transversal isotrope Materialien lässt sich der Satz der Materialparameter auf sechs unabhängige Größen reduzieren, da jeweils zwei Elastizitätsmoduln, Schubmoduln und Poissonzahlen denselben Wert besitzen. Das Triaxial-Gelege im Blattanschlußbereich und das Biaxial-Gelege sind vollständig anisotrop. Die UD-Gurte entsprechen transversal isotropen Materialien. Die Kernmaterialien sind isotrop, das Multiplex-Holz der Lastscheren ist orthotrop.

Die Zuordnung der Eigenschaften einer einzelnen Fläche führt zu konstanten Parametern innerhalb dieses Abschnitts. Der Verlauf der Laminatdicken und hierbei insbesondere der Gurte kann somit nicht kontinuierlich nach dem errechneten Laminatplan, sondern nur stückweise konstant abgebildet werden. Die Elementierung des Versuchsrotorblattes erfolgt durch eine automatische Netzgenerierung des Programms Ansys. Anschließend werden die Randbedingungen definiert.

Alle Werkstoffdaten beziehen sich auf die Herstellerangaben der verwendeten Halbzeuge bzw. auf den Hersteller des Originalrotorblattes. Es handelt sich bei den in Tabelle 4.1 angegebenen Kennwerten nicht um die einer Einzelschicht, sondern um die effektiven Kennwerte des Werkstoffverbundes. Durch das Verschmieren der Einzelschichten in den effektiven Kennwerten erscheint das Biaxial-Gelege im Modell als transversal isotrop.

Tabelle 4.1: Materialkennwerte der verwendeten Faserverbundwerkstoffe des Versuchsrotorblattes für die FEM-Analyse

Kennwert	GFK-Biaxial-Gelege $\pm 45^\circ$	GFK/CFK-Triaxial-Gelege GFK $\pm 45^\circ$, CFK 0°	CFK-UD-Gelege 0°
E_x [GPa]	11,7	68	111
E_y [GPa]	11,7	7,9	4,38
E_z [GPa]	6	7,9	4,38
G_{xy} [GPa]	10,4	7,2	3,92
G_{yz} [GPa]	5	4,2	1,6
G_{xz} [GPa]	5	4,5	3,92
ν_{xy} [-]	0,53	0,38	0,31
ν_{yz} [-]	0,4	0,4	0,4
ν_{xz} [-]	0,53	0,04	0,012

Die Werkstoffkennwerte der isotropen Kernmaterialien Schaumstoff und Balsaholz beruhen ebenfalls auf Herstellerangaben (siehe auch Tabelle 2.1). Für das Multiplex-Holz der Lasteinleitungsscheren wird aufgrund mangelnder Daten eine Abschätzung getroffen, die sich an Kennwertangaben anderer Hersteller orientiert. Die Werkstoffkennwerte sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Für die Modalanalyse werden zusätzlich die Flächengewichte μ_i der Lamine benötigt. Bei bekannter Faser- bzw. Matrixdichte sowie Faservolumengehalt ϕ bzw. Fasermassengehalt ψ des Laminats kann das Flächengewicht für jede Einzelschicht berechnet werden. Die Dichte des Laminierharzes L 135 beträgt $1,14 \text{ g/cm}^3$. Die Volumen- und Massengehalte sind in Tabelle 4.3, die Flächengewichte in Tabelle 4.4 dargestellt.

Auf die Modellierung der inneren Dämpfung der Materialien wird verzichtet. Die UD-Gurte, die

Tabelle 4.2: Materialkennwerte der verwendeten Kernmaterialien des Versuchsrotorblattes für die FEM-Analyse

Kennwert	Schaumstoff	Balsaholz	Multiplex-Holz
E [MPa]	58	4080	5000
G [MPa]	22	157	1900

Tabelle 4.3: Volumen- und Massegehalte der Lamine des Versuchsrotorblattes für die FEM-Analyse

Kennwert	GFK-Biaxial-Gelege $\pm 45^\circ$	GFK/CFK-Triaxial-Gelege GFK $\pm 45^\circ$, CFK 0°	CFK-UD-Gelege 0°
ϕ [%]	48	50	53
ψ [%]	67	66	64

einen Großteil der Steifigkeit der Gesamtkonstruktion ausmachen, bestehen aus UD-orientiertem CFK. Die durch die Dämpfung hervorgerufene Hysterese tritt nur bei $\pm 45^\circ$ -Gelegen auf. Da unidirektionale Lamine im Vergleich praktisch ungedämpft sind, wird die innere Dämpfung der Struktur als vernachlässigbar angenommen.

4.3 Einbringung realitätsnaher Bauteilschäden

In das Versuchsrotorblatt werden künstliche Bauteilschäden eingebracht. Zum einen soll dadurch untersucht werden, ob die integrierte Fasersensorik diese Schäden hinsichtlich der Sensordichte detektieren und lokalisieren kann. Zum anderen ist in einer Modalanalyse zu untersuchen, ob die künstlichen Schäden Eigenfrequenzverschiebungen verursachen. Die Schäden werden sowohl in das Versuchsrotorblatt eingebracht als auch im FEM-Modell implementiert. Da auch experimentelle Untersuchungen am ungeschädigten Rotorblatt durchgeführt werden, ist ein Vergleich zwischen dem ungeschädigten und dem geschädigten Rotorblatt möglich (siehe auch Prüfprogramm in Tabelle 5.1). Als künstliche Schäden werden Bauteilschäden eingebracht, die typische Schadensfälle an Rotorblättern für WEA darstellen.

4.3.1 Delamination der Blatthinterkante

Einer der am häufigsten anzutreffenden Schäden an Rotorblättern von WEA ist die Öffnung der Hinterkantenverklebung (siehe auch Abschnitt 1.1). Diese Schäden entstehen durch das Versagen der Klebfuge infolge einer erhöhten Schubbelastung und kann ein Flattern der Blattschalen als Auswirkung haben, wodurch die Länge der entstandenen Risse weiter vergrößert wird. Dies kann aufgrund eines dann entstehenden Stabilitätsversagens zu einem Totalausfall führen. Auch Blitzeinschläge in das Rotorblatt können unter ungünstigen Bedingungen eine Öffnung der Blatthinterkante zur Folge haben [Cer12]. In Abbildung 4.2 ist der erste Schaden dargestellt, der nach insgesamt 10.000 LW bei 50a-Böenlast eingebracht wird.

Durch das Öffnen der Blatthinterkante sind nur sehr geringe Veränderungen in der Biegesteifigkeit des Versuchsrotorblattes zu erwarten. Da die Hinterkantenverklebung des Versuchsrotorblattes jedoch eine Versteifung gegen Torsionslast bewirkt, sind Änderungen in der Torsionssteifigkeit zu erwarten. Obwohl der Prüfstand derart konzipiert wird, daß ausschließlich Schlag- und Schwenklasten eingebracht werden (siehe Abschnitt 2.4), soll dennoch untersucht werden, ob sich lokal veränderte Gurtverzerrungen einstellen.

Tabelle 4.4: Flächengewichte der Fasern μ_F und Lamine μ_L des Versuchsrotorblattes für die FEM-Analyse

Flächengewicht	GFK-Biaxial-Gelege $\pm 45^\circ$	GFK/CFK-Triaxial-Gelege GFK $\pm 45^\circ$, CFK 0°	CFK-UD-Gelege 0°
μ_F [g/m^2]	1010	1240	300
μ_L [g/m^2]	1473	1791	492

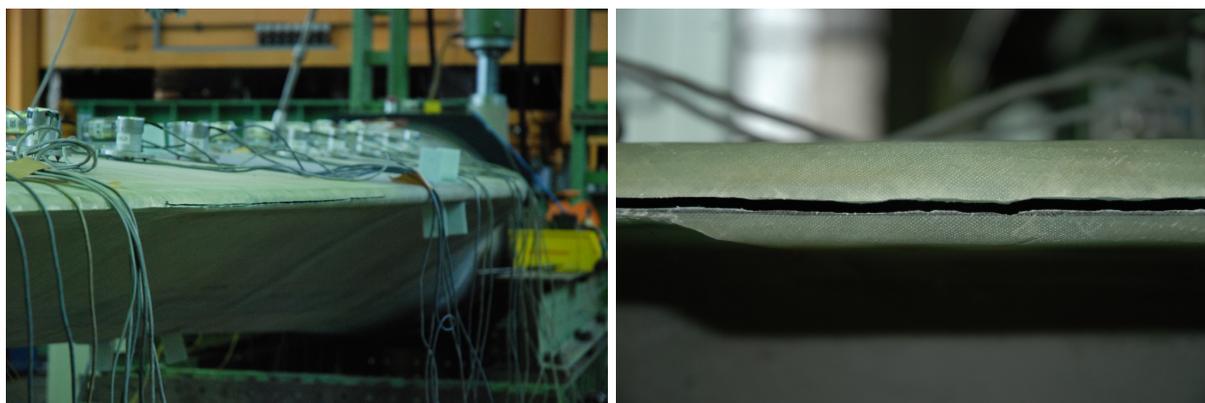


Abbildung 4.2: Aufgetrennte Blatthinterkante (Längsriß) im Bereich 4...5 m

4.3.2 Querriß in der Blattschale

Ein weiterer, häufig anzutreffender Schaden ist ein Querriß in der Blattschale zwischen den Gurten senkrecht zur Hauptbelastung [Cer12]. Da die Druckfestigkeit der lasttragenden UD-Gurte geringer als deren Zugfestigkeit ist [Möll11] und ein Schaden auf der mechanischen Druckseite ein zusätzliches Stabilitätsversagen aufgrund der Beulproblematik bewirkt, ist das Eintreten eines Schadens auf der mechanischen Druckseite wahrscheinlicher (siehe auch Stellvertreter-Prüfstand mit Tragflügel eines Segelflugzeugs [Gra10]). Dennoch wird der künstliche Bauteilschaden auf der mechanischen Zugseite (aerodynamische Druckseite des Versuchsrotorblattes) eingebracht, um durch die Belastung des Versuchsrotorblattes in Schlaglast-Richtung mit einer Zug-Schwell-Last eine Rißöffnung und ggf. ein Rißwachstum hervorzurufen.

Der Querriß wird derart zwischen den Gurten eingebracht, daß diese nicht beschädigt werden, so daß die Gesamtbiegesteifigkeit des Versuchsrotorblattes nicht signifikant beeinflusst wird. In Abbildung 4.3 ist dieser zweite Schaden dargestellt, der nach insgesamt 15.000 LW bei 50a-Böenlast eingebracht wird.

Die Position des Querrisses befindet sich in unmittelbarer Nähe zu den FBG-Sensoren. Dadurch kann die Sensitivität des CMS sowohl durch die Detektierbarkeit des Schadens durch benachbarte Sensoren als auch durch die Eingrenzung einer lokalen Dehnungsüberhöhung bewertet werden. Es wird erwartet, daß sich ausschließlich lokal begrenzte Dehnungsänderungen einstellen.

4.4 Numerische Modalanalyse

Die numerische Modalanalyse liefert die Eigenfrequenzen und Eigenformen des Versuchsrotorblattes. Dafür wird, im Gegensatz zur transienten und harmonischen Analyse, keine Belastung auf das System gegeben. Für das Lösen des Eigenwertproblems wird der BLOCK-LANZOS-Algorithmus gewählt. Dieser ist ein effizienter Löser für Eigenwertprobleme mit großen und dünn besetzten Matrizen. Er gehört zur Gruppe der Subspace-Methoden und generiert Such-

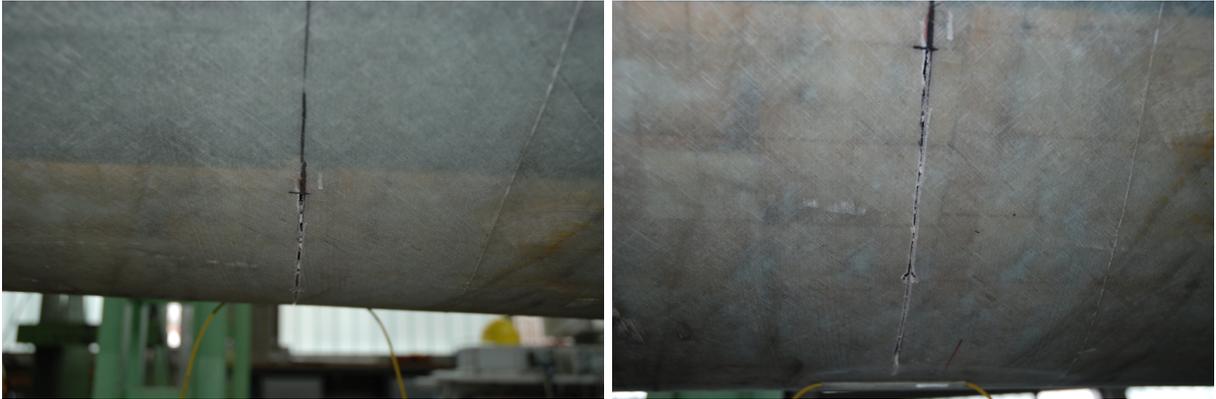


Abbildung 4.3: Querriß in Druckseite des Versuchsrotorblattes zwischen dem Vorder- und dem Hinterkantengurt bei 4 m

räume, mit deren Hilfe ein Eigenwertproblem geringerer Dimension erzeugt wird. Dieses liefert gute Approximationen an die Eigenwerte des eigentlichen Problems [Bat01, Grz09].

Für die Modalanalyse wird der Stahl-Gegenhebel, an dem das Versuchsrotorblatt befestigt ist, im FEM-Modell mitmodelliert (fixierte Lagerung, siehe Abbildung 4.4). Berechnungen zeigen, daß die Ergebnisse mit und ohne Berücksichtigung dieses Gegenhebels um ca. 10 % voneinander abweichen, da die Lagerung am Stahl-Gegenhebel nicht ideal steif, sondern nachgiebig ist. Die Lagerungs- und Randbedingungen des Stahlhebels entsprechen somit der realen Situation am Prüfstand. Dabei ist der einzige Freiheitsgrad des Stahlhebels die Rotation um das Hauptlager (reibungsfreie Lagerung, siehe auch Abbildungen 2.16 und 2.17). Dadurch ist ein Vergleich zwischen der Modalanalyse und den nachfolgenden Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen (siehe Abschnitt 5.5) möglich.

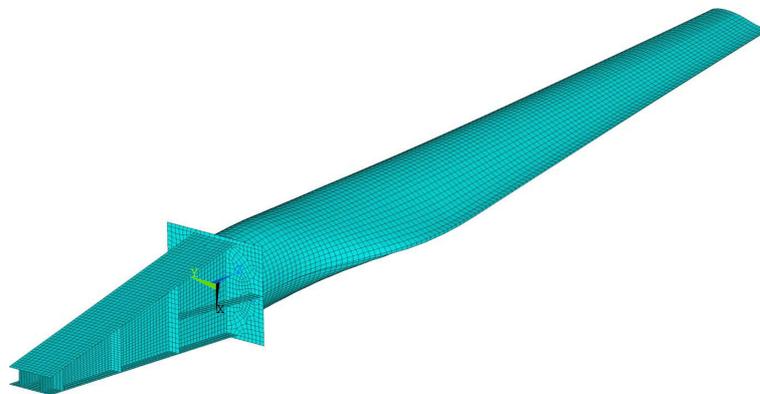


Abbildung 4.4: FEM-Modell des Versuchsrotorblattes: Zur späteren Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen der experimentell durchgeführten Modalanalyse werden die am Prüfstand realisierten Einspanbedingungen am Stahl-Gegenhebel berücksichtigt.

Da die tatsächliche Masse des Versuchsrotorblattes 464 kg beträgt und somit eine erhebliche Differenz zur berechneten Masse von 302 kg vorliegt, werden im FEM-Modell Massen- und Steifigkeitsanpassungen vorgenommen. Die Ursache für die erhebliche Massendifferenz liegt in Fertigungsungenauigkeiten des Versuchsrotorblattes, die bei der Verklebung der Stege mit der Schale (Druckseite) entstanden sind. Dabei wurde eine erheblich größere Menge an Klebharz verwendet als vorgesehen, so daß die Klebfuge eine Dicke von ca. 20 mm besitzt (siehe Abbildung 4.5). Aus diesem Grund werden die Zusatzmassenelemente im FEM-Modell an die entsprechende Stegverklebung platziert.

Zur Anpassung der Steifigkeit, die durch die Verwendung der größeren Menge an Klebharz ent-

steht, wird ein zusätzlicher, masseneutraler Layer mit der isotropen Steifigkeit des Klebharzes im Schalenmodell berücksichtigt. Trotz des im Vergleich zum CFK-UD-Gurt sehr geringen E-Moduls des Klebharzes von 3,3 GPa ergibt sich aufgrund des am Gesamtgewicht des Rotorblattes hohen Masseanteils in Kombination mit dem wirksamen STEINER-Anteil des Flächenträgheitsmoments ein signifikantes Fehlerpotential, welches zu korrigieren ist.



Abbildung 4.5: Fertigungsungenauigkeiten des Versuchsrotorblattes an der Verklebung des Steges mit der Schale auf der Druckseite (links) mit Detailansicht an der Blattspitze (rechts)

Die Eigenfrequenzen werden für das ungeschädigte und das geschädigte Rotorblatt-Modell bestimmt. Die Schäden des FEM-Modells sind hinsichtlich Position und Größe mit den Schäden des realen Bauteils (siehe Abschnitt 4.3) identisch. Für die Nachbildung der offenen Hinterkante werden im FEM-Modell die Klebfugen des Blattes über die erforderliche Länge entfernt. Für die Nachbildung des Querrisses in der Schale wird die Verbindung der Elemente an der entsprechenden Position unterbrochen. Anhand der zugehörigen Eigenformen werden die Eigenfrequenzen charakterisiert und die Positionen der Schwingungsknoten bestimmt. Für eine übersichtliche Darstellung werden die Auslenkungen der Gurte in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung ausgewertet. In Tabelle 4.5 sind die jeweils ersten sechs Eigenfrequenzen des Rotorblatt-Modells ohne Schaden und mit Schäden dargestellt. Die Zuordnung ihrer Richtung erfolgt auf Grundlage der folgenden Betrachtung der Eigenformen.

Tabelle 4.5: Übersicht der berechneten Eigenfrequenzen ohne Schaden, mit einem Schaden und mit beiden Schäden unter Angabe der zugeordneten Hauptschwingrichtung

Nr.	Hauptrichtung	$f_{\text{ohne Schaden}} / \text{Hz}$	$f_{1. \text{ Schaden}} / \text{Hz}$	$f_{1.+2. \text{ Schaden}} / \text{Hz}$
1	1. Schlag	7,77	7,77	7,55
2	1. Schwenk	9,73	9,73	9,03
3	2. Schlag	28,05	27,76	26,68
4	1. Torsion	36,75	36,32	35,34
5	2. Schwenk	41,71	41,03	39,88
P1	1. Schalenpartialform	-	43,65	43,53
P2	2. Schalenpartialform	49,36	49,23	48,70
6	3. Schlag	55,63	54,89	53,30

Für die Berechnung und Darstellung der Eigenformen des Rotorblatt-Modells werden die Positionen der Verschiebungen gewählt, an denen in der späteren experimentellen Bestimmung der Eigenformen des realen Versuchsrotorblattes Sensoren zur Geschwindigkeitsmessung (Geophone) positioniert werden (siehe auch Abschnitt 5.5). Dadurch ist ein Vergleich zwischen berechneten

und gemessenen Eigenformen möglich (siehe Kapitel 6). In Abbildung 4.6 ist eine CAD-Ansicht der Meßpositionen dargestellt.

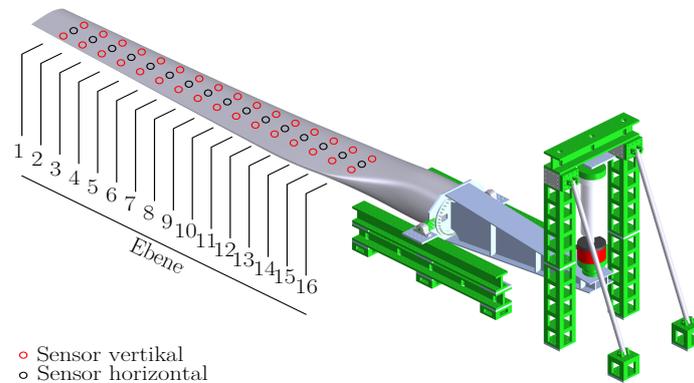


Abbildung 4.6: Positionen der Geophone am Versuchsrotorblatt zur Bestimmung der Eigenformen (Messung der Geschwindigkeiten in vertikaler Richtung an der Vorder- und der Hinterkante und in horizontaler Richtung in der Blattmitte)

Die Anordnung der Geophone entspricht den Messpositionen bei der späteren experimentellen Modalanalyse (siehe Abschnitt 5.5). In Tabelle 4.6 sind die Ebenen der Geophone angegeben. Da sich auf dem Versuchsrotorblatt Positionierungshilfen für die Blattscheren befinden, sind die Abstände der Ebenen zueinander nicht äquidistant.

Tabelle 4.6: Zuordnung der Ebenen der Geophone am Versuchsrotorblatt

Ebene	Rotorblatt-Länge	Ebene	Rotorblatt-Länge
1	7,85 m	9	4,67 m
2	7,48 m	10	4,30 m
3	7,13 m	11	3,93 m
4	6,52 m	12	3,18 m
5	6,15 m	13	2,81 m
6	5,78 m	14	2,44 m
7	5,41 m	15	2,07 m
8	5,04 m	16	1,70 m

Die Verschiebungen werden in 16 Ebenen berechnet, wobei je Ebene drei Positionen ausgewählt werden. An der Vorder- und Hinterkante des Rotorblatt-Modells werden die Verschiebungen in vertikaler Richtung bestimmt und in Blattmitte in horizontaler Richtung. Die vertikalen Geschwindigkeitssensoren dienen zur Messung der Auslenkungen in Schlaglast-Richtung. Durch die paarweise Anordnung je Profilschnitt kann zudem die Torsions-Richtung ermittelt werden. Die horizontalen Geschwindigkeitssensoren sind für die Messung der Auslenkungen in Schwenklast-Richtung bestimmt. Für die Ermittlung der Eigenformen werden im FEM-Modell die Lasteinleitungsgestelle und die Blattscheren vom Rotorblatt getrennt.

Die Darstellung der Eigenformen bildet die Grundlage für die Zuordnung der Haupttrichtung der jeweiligen Eigenform zur Eigenfrequenz. Dabei zeigt die Darstellung des Versuchsrotorblatt-Modells in der Gesamtansicht in verzerrem Maßstab die Auslenkungen. Die berechneten Eigen-

formen an den ausgewählten Positionen werden auf den Maximalwert normiert. Es ist in jeder Eigenform eine Kopplung von Schlaglast- und Schwenklast-Richtung sichtbar. Ursache hierfür ist die Zuspitzung und Schränkung des Rotorblattes, wodurch der Massenmittelpunkt und der Schubmittelpunkt nicht auf einer gemeinsamen elastischen Achse liegen. Im Gegensatz zu einem symmetrischen Kastenprofil wird dadurch eine Biege-Torsions-Kopplung hervorgerufen. Darüber hinaus sind in höheren Eigenfrequenzen keine Balkenschwingungen mehr identifizierbar, die eine Zuordnung in Schlaglast-, Schwenklast- oder Torsions-Richtung zulassen. Es treten dabei vorwiegend Partial- und Plattenschwingungen auf.

In Abbildung 4.7 sind die Eigenformen der ersten sechs berechneten Eigenfrequenzen des Rotorblatt-Modells ohne künstliche Schäden dargestellt. Eine vollständige Übersicht der berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes ohne Schaden und mit künstlichen Schäden in der Gesamtansicht und an den ausgewählten Positionen befindet sich im Anhang B. Im folgenden werden die Eigenfrequenzverschiebungen und die Eigenformen nach Zuordnung ihrer Hauptrichtung näher beschrieben:

- Eigenformen in Schlaglast-Richtung:

Bei der ersten Eigenform in Schlaglast-Richtung treten nach erster Schadenseinbringung (aufgetrennte Blatthinterkante) keine Veränderungen auf. Nach Einbringung des zweiten Schadens (Querriß in der Blattschale) macht sich eine signifikante Abnahme der Eigenfrequenz um 0,22 Hz bzw. 2,9 % bemerkbar, was sich in der Eigenform in Schlaglast-Ansicht durch eine Zunahme der Amplitude zeigt.

Bei der zweiten Eigenform in Schlaglast-Richtung verringern sich die Amplituden der Eigenformen sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Richtung. Bereits mit Einbringung des ersten Schadens tritt eine leichte Verschiebung der Eigenfrequenz um 0,29 Hz bzw. 1,0 % auf. In der Ansicht des gesamten Rotorblattes ist eine lokal begrenzte Amplitudenerhöhung in unmittelbarer Nähe des Schadens erkennbar. Diese vergrößert sich mit Einbringung des zweiten Schadens, die Eigenfrequenz nimmt um weitere 1,08 Hz bzw. 4,0 % ab. somit besteht zur Eigenfrequenz des ungeschädigten Rotorblattes eine Abnahme von 1,37 Hz bzw. 5,1 %.

Die dritte Eigenform in Schlaglast-Richtung stellt die sechste Eigenfrequenz des Versuchsrotorblattes dar. Auch hier ist mit einem Schaden eine geringe Abnahme der Eigenfrequenz um 0,74 Hz bzw. 1,3 % und mit beiden Schäden eine signifikante Abnahme um 2,33 Hz bzw. 4,4 % feststellbar.

Da das Rotorblatt aus vier kastenförmig angeordneten Gurten besteht, werden die Biegesteifigkeiten in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung durch diese maßgeblich bestimmt. Da jedoch auch die Blattschale zur Biegesteifigkeit in diesen Richtungen beiträgt, führt ein Riß in dieser zu einem geringen Steifigkeitsverlust und damit zu einem geringen Absenken der ersten Eigenfrequenzen in Schlaglast-Richtung. In Abbildung 4.8 ist ein Vergleich der dritten Eigenformen des Versuchsrotorblattes in Schlaglast-Richtung vor Schadenseinbringung und mit beiden Schäden an ausgewählten Positionen und in der Gesamtansicht des Rotorblattes dargestellt.

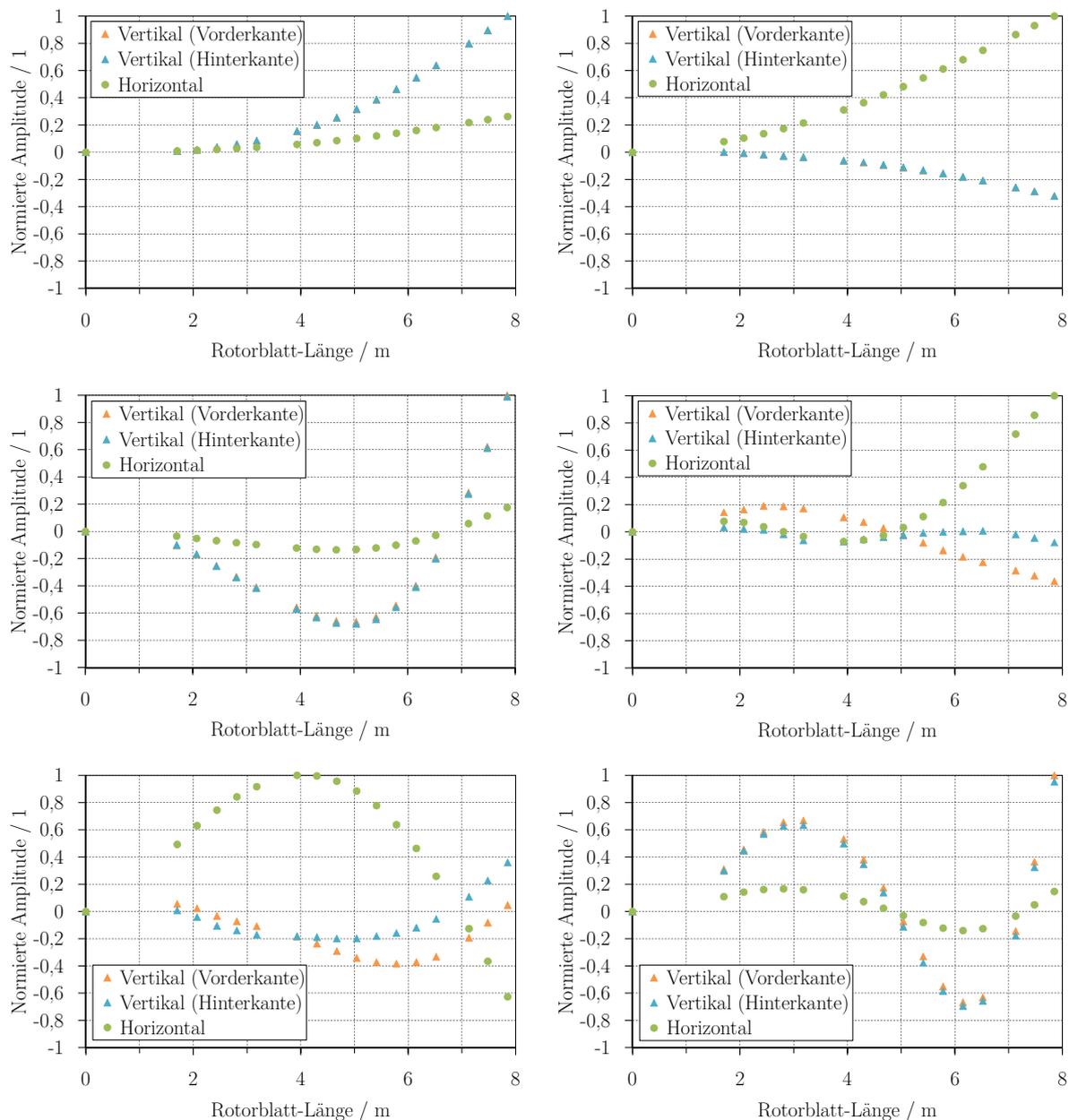


Abbildung 4.7: Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells ohne künstliche Bauteilschäden an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten links 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung.

- Eigenformen in Schwenklast-Richtung:

Bei der ersten Eigenform in Schwenklast-Richtung macht sich die Einbringung des ersten Schadens nicht bemerkbar. Nach Einbringung des zweiten Schadens ist eine signifikante Abnahme um 0,70 Hz bzw. 7,8 % feststellbar, die stärker ausfällt als die Abnahme in Schlaglast-Richtung (s.o.).

Die zweite Eigenform in Schwenklast-Richtung stellt die fünfte Eigenfrequenz des Versuchsrotorblattes dar. Die Abnahme der Eigenfrequenz beträgt mit einem Schaden 0,68 Hz bzw. 1,6 % und mit beiden Schäden 1,83 Hz bzw. 4,6 %. Auch hier macht sich die offe-

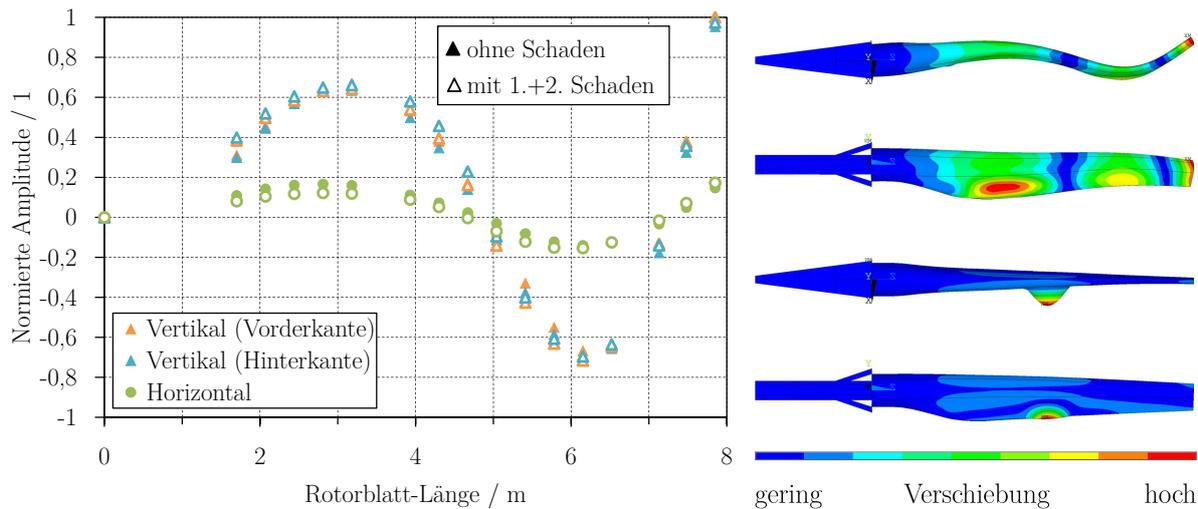


Abbildung 4.8: Darstellung der 3. Eigenform des Versuchsrotorblattes in Schlaglast-Richtung an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Blatthinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte) ohne Schaden und mit beiden Schäden (links) und Gesamtansicht des Versuchsrotorblattes ohne Schaden (rechts oben) und mit beiden Schäden (rechts unten), getrennt nach Schlaglast-Ansicht und Schwenklast-Ansicht

ne Blatthinterkante durch eine Verringerung der Eigenfrequenz infolge der Abnahme an Biege-Drill-StEIFigkeit bemerkbar, da die Hinterkante aufgrund ihres großen Abstandes zum Mittelpunkt der Querschnittsfläche einen starken Einfluß auf das Flächenträgheitsmoment und damit auf die Biegesteifigkeit in Schwenklast-Richtung hat. Darüber hinaus ist eine signifikante Biege-Drill-Kopplung zu beobachten. In Abbildung 4.9 ist ein Vergleich der zweiten Eigenformen des Versuchsrotorblattes in Schwenklast-Richtung vor Schadenseinbringung und mit einem Schaden an ausgewählten Positionen und in der Gesamtansicht des Rotorblattes dargestellt.

- Eigenformen in Torsions-Richtung:

Die erste Eigenform in Torsions-Richtung ist die vierten Eigenfrequenz des Versuchsrotorblattes. Bereits mit Einbringung des ersten Schadens ist eine deutliche Abnahme der Amplituden der Eigenformen sichtbar, die sich mit Einbringung des zweiten Schadens weiter vergrößert. Die Eigenfrequenzen nehmen mit dem ersten Schaden um 0,43 Hz bzw. 1,2 % und mit beiden Schäden um 1,41 Hz bzw. 3,99 % ab.

Die Schäden sind in den Eigenformen durch eine lokal begrenzte Amplitudenzunahme gut zu erkennen. Die Blattschale bestimmt maßgeblich die Torsionssteifigkeit des Rotorblattes. Durch die Öffnung der Hinterkante und den Querriß in der Schale verringert sich diese, so daß diese Eigenfrequenz in Torsions-Richtung sinkt (siehe Abbildung 4.10).

- Eigenformen mit Partialformen:

Die Eigenfrequenz mit der Bezeichnung P1 ist eine Partialschwingung der Blattschale des ungeschädigten Rotorblattes. Als Partialschwingungen werden Eigenformen bezeichnet, die im Versuchsrotorblatt eine lokal begrenzte Überhöhung einer Schwingungsform verursachen. Eine Zuordnung der Hauptrichtung wird durch das Auftreten dieser Partialschwingungen erschwert. Die Eigenfrequenzen der Rotorblätter mit einem und beiden Schäden zeigen weitere Partialschwingungen (P2). Bei höheren Eigenfrequenzen treten verstärkt Partialschwingungen auf.

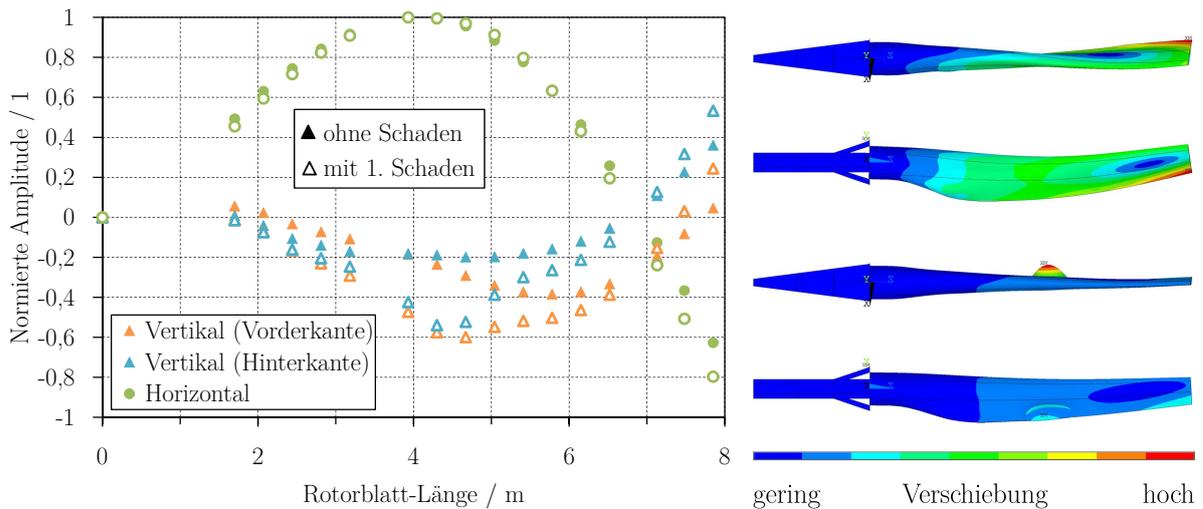


Abbildung 4.9: Darstellung der 2. Eigenform des Versuchsrotorblattes in Schwenklast-Richtung an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte) ohne Schaden und mit einem Schaden (links) und Gesamtansicht des Versuchsrotorblattes ohne Schaden (rechts oben) und mit einem Schaden (rechts unten), getrennt nach Schlaglast-Ansicht und Schwenklast-Ansicht

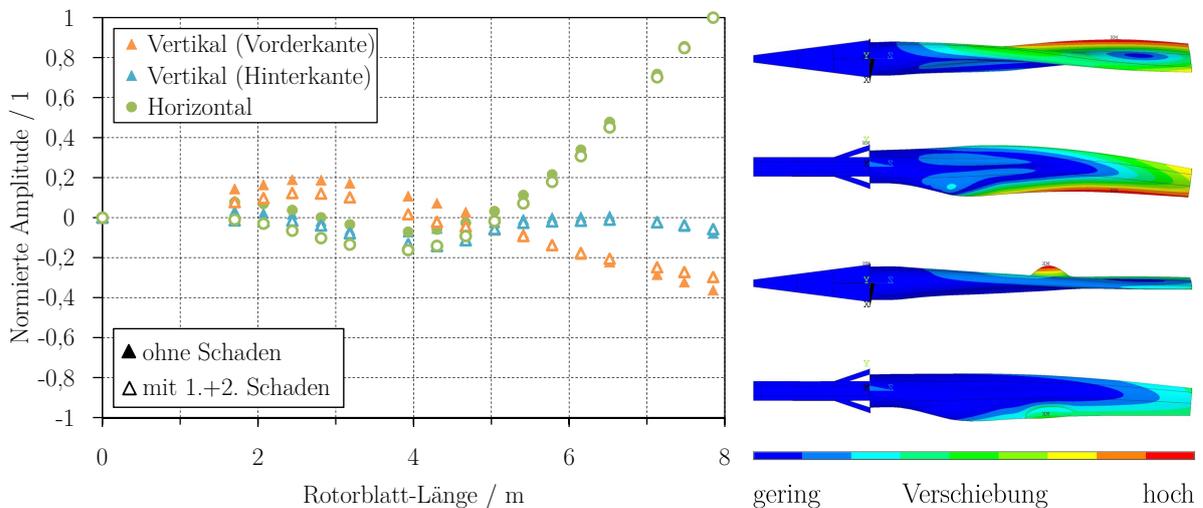


Abbildung 4.10: Darstellung der 1. Eigenform des Versuchsrotorblattes in Torsions-Richtung an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte) ohne Schaden und mit beiden Schäden (links) und Gesamtansicht des Versuchsrotorblattes ohne Schaden (rechts oben) und mit beiden Schäden (rechts unten), getrennt nach Schlaglast-Ansicht und Schwenklast-Ansicht

Insgesamt kann festgestellt werden, daß sich typische Bauteilschäden an Rotorblättern durch eine Abnahme der Eigenfrequenzen detektieren lassen. Durch Analyse der Eigenformen ist eine Bestimmung der Hauptrichtung (Schlaglast-, Schwenklast- oder Torsions-Richtung) möglich. In höheren Eigenfrequenzen treten zunehmend weitere Partialschwingungen auf, die eine Zuordnung zur Hauptrichtung erschweren.

4.5 Statische Analyse

Der Verzerrungszustand des Rotorblatt-Modells wird durch die statische FEM-Analyse ermittelt. Für die Verzerrungen werden im Gegensatz zu den späteren experimentellen Untersuchungen Kraftvorgaben gewählt, die den berechneten Vorgaben entsprechen und die an den drei Lasteinleitungsscheren aus Multiplex-Holz angreifen. Dadurch kann auf eine aufwendige Modellierung der Lasteinleitungsgestelle verzichtet werden. Für die statische Analyse werden die Lasteinleitungsscheren im FEM-Modell mitbetrachtet, wodurch eine gute Nachbildung der realen Lasteinleitungsbedingungen sichergestellt ist und eine korrekte Verteilung der Lasten auf Stege und Schale gewährleistet wird (siehe Abbildung 4.11). Auf die Modellierung des in Abschnitt 4.4 verwendeten Gegenhebels kann hingegen verzichtet werden, da ein seitliches Kippen des Gegenhebels durch konstruktive Maßnahmen (Momentabstützung) zu vernachlässigen ist. Stattdessen erfährt das Rotorblatt in der FEM-Analyse am Blattanschlussbereich eine feste Einspannung (fixierte Lagerung).

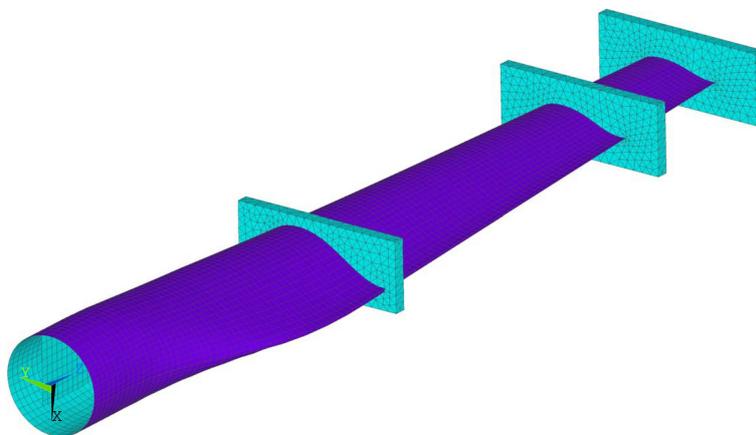


Abbildung 4.11: FEM-Modell des Versuchsrotorblattes mit Berücksichtigung der Lasteinleitungsscheren zur Nachbildung der realen Lasteinleitungsbedingungen

Durch die konische Form des Versuchsrotorblattes müssen die Lasteinleitungsscheren gegen ein Verschieben in Rotorblatt-Längsrichtung zur Blattspitze gesichert werden. Am realen Versuchsrotorblatt werden die Blattscheren nur durch Reibungskräfte mittels Aufpressen auf das Blatt in Position gehalten. Dieses Prinzip wird für das FEM-Modell nicht angewendet, da bei Verhinderung einer Starrkörperbewegung eines Modellkörpers durch Reibung in der Regel Konvergenzprobleme auftreten. Die Definition eines Reibkoeffizienten für die Kontakte stellt sich als ungenügend heraus. Jede Blattschere wird daher an zwei Punkten in Längsrichtung gefesselt. Daraus resultiert eine geringe lokale Versteifung der Gesamtkonstruktion, da sich die Blattscheren bei Biegung des Blattes nicht völlig ungehindert mitbewegen können. Die Lasteinleitungsscheren werden derart modelliert, daß die Verschiebungen der Knoten dieses Querschnitts die gleichen Verformungen in den Krafrichtungen durchführen.

Da am realen Versuchsrotorblatt die Dehnungen per FBG-Sensorik unmittelbar auf der Oberfläche der Gurte gemessen werden, werden für die FEM-Analyse ebenfalls die Verzerrungen in lokaler Längsrichtung der Gurte angegeben. Dazu werden Pfade entlang der vier Gurte definiert. Zur Definition der Pfade werden die zugehörigen Knoten ausgewählt, die Ergebnisse erfasst und zwischen den Knoten interpoliert.

Die numerischen Berechnungen erfolgen sowohl für das ungeschädigte Versuchsrotorblatt als auch unter Berücksichtigung der künstlichen Bauteilschäden. Dabei wird das Lastniveau entsprechend den nachfolgenden experimentellen Untersuchungen (siehe Abschnitt 5.3.1 und 5.3.2) nach Nennlast und 50a-Böenlast unterschieden, wobei für die numerische Nachbildung ausschließlich Einstufen-Versuche herangezogen werden. Eine Übersicht der Kräfte ist in Tabelle 2.4 darge-

stellt. Wie bei der Modalanalyse werden die künstlichen Bauteilschäden berücksichtigt, um Auswirkungen auf die Struktur und die Detektierbarkeit durch lokale Dehnungsüberhöhungen zu untersuchen.

Für die Verzerrungsanalyse bei Nennlast bzw. 50a-Böenlast werden diejenigen Kräfte in die Blattscheren eingeleitet, die in den Weg-geregelten experimentellen Untersuchungen durch die Kraftinformation über die DMS an den Koppelstangen ermittelt werden. Es werden dafür die Kraftangriffspunkte des Rotorblatt-Prüfstandes verwendet. Die Krafteinleitung erfolgt wie im späteren Versuch in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung simultan. In Abbildung 4.12 sind die Dehnungsverläufe der vier Gurte über die gesamte Rotorblatt-Länge ohne Schaden, mit einem Schaden (aufgetrennte Blatthinterkante) und mit beiden Schäden (aufgetrennte Blatthinterkante und Querriß in der Schale) dargestellt. Die Darstellung der Dehnungsverläufe für Nennlast und 50a-Böenlast kann aufgrund der linearen Theorie jeweils in einer gemeinsamen Abbildung erfolgen. Darüber hinaus sind die Verzerrungen des gesamten Rotorblattes abgebildet.

Es ist zu erkennen, daß sich die Absolutwerte der Dehnungen des Rotorblatt-Modells mit und ohne Schäden bei globaler Betrachtung nur sehr gering unterscheiden. Die lokal begrenzte Störung des Dehnungsverlaufes in allen drei Zuständen des Rotorblatt-Modells ist auf die Last-einleitung durch die Blattschere bei einer Rotorblatt-Länge von 6,66 m zurückzuführen (siehe auch Abbildung 2.18). Die Absolutwerte der maximalen Verzerrungen betragen auf der Saug- und Druckseite bei Nennlast ca. 0,11 % und bei 50a-Böenlast ca. 0,2 %. Die Gesamtsteifigkeit des Rotorblatt-Modells bleibt nahezu unverändert. Zur besseren Darstellung der Veränderungen des Rotorblatt-Modells ohne Schaden und mit beiden Schäden ist in Abbildung 4.13 ein Vergleich der Dehnungen der Gurte auf der Druckseite dargestellt.

In der vergleichenden Darstellung der Dehnungsverläufe auf der Druckseite ist zu erkennen, daß eine signifikante lokale Zunahme der Verzerrungen in unmittelbarer Nähe zu den Schäden stattfindet (siehe Markierung). Die Dehnungen nehmen bei einer Rotorblatt-Länge von 4 m im vorderen Gurtkanal von 0,153 % auf 0,158 % zu (Erhöhung um ca. 3 %) und im hinteren Gurtkanal von 0,133 % auf 0,138 % zu (Erhöhung um ca. 3,7 %). Die lokale Dehnungszunahme beschränkt sich auf den Bereich 3,5...4,5 m und tritt ausschließlich bei Einbringung beider Schäden (aufgetrennte Blatthinterkante und Querriß in der Blattschale auf der Druckseite) ein. Nach Einbringung des ersten Schadens (aufgetrennte Blatthinterkante im Bereich 4...5 m) ist keine lokal begrenzte Dehnungszunahme zu beobachten, da die lasttragenden und die Steifigkeit in Schlaglast-Richtung bestimmenden UD-Gurte unbeschädigt bleiben. Die Dehnungen der Gurte auf der Saugseite weisen im Bereich der Schäden keine Veränderungen auf. Ebenso wie bei Nennlast tritt bei 50a-Böenlast nur eine vergleichsweise geringe Änderung der globalen Steifigkeit auf. Aus diesem Grund ist eine Bewertung der globalen Steifigkeitsänderung als Schadensindikator für ein Rotorblatt ungeeignet.

4 FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes

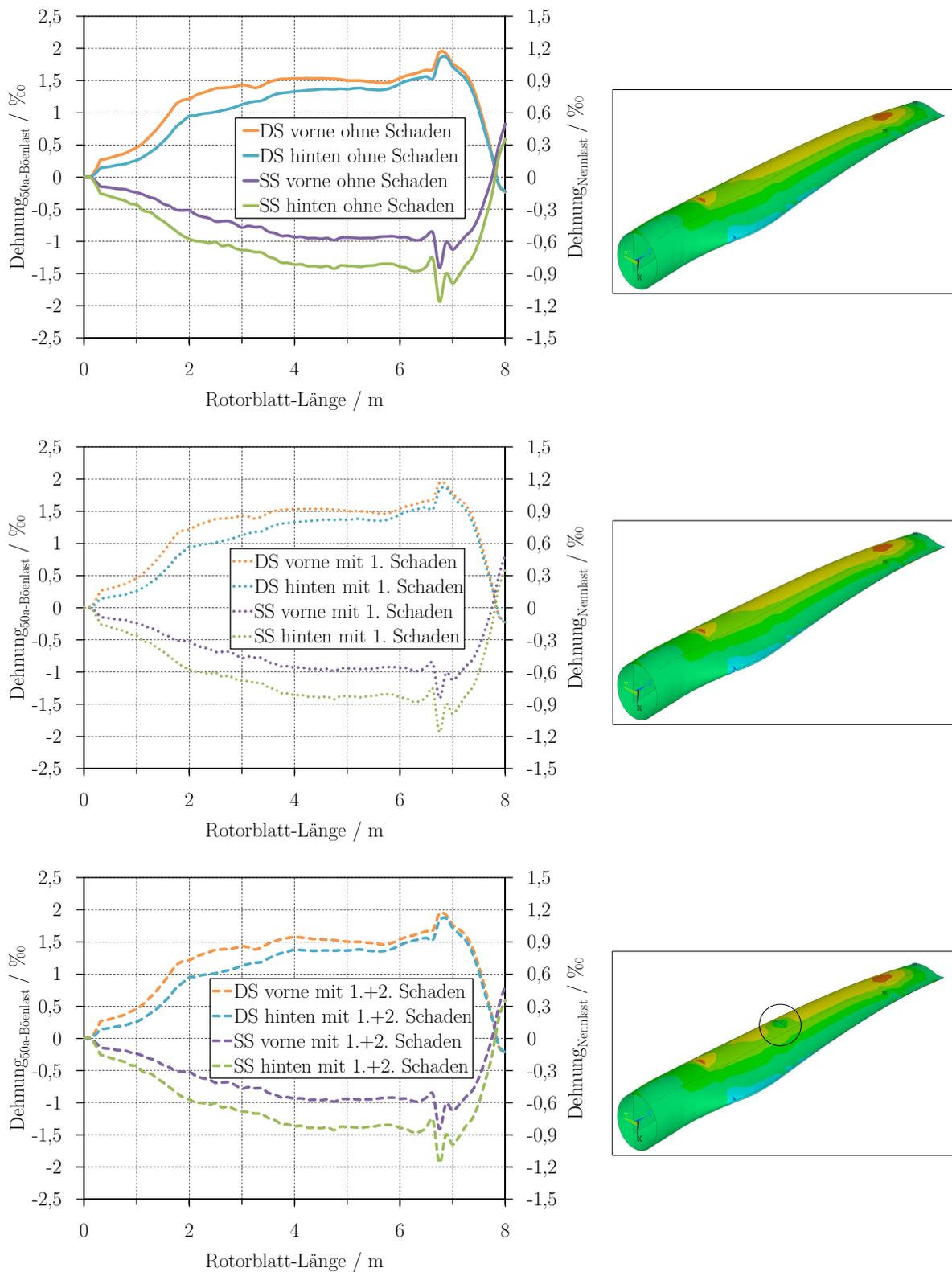


Abbildung 4.12: Vergleich der Dehnungsverläufe der Gurte des Rotorblatt-Modells in der FEM-Analyse bei Nennlast und 50a-Böenlast: Ohne künstlichen Schaden (oben), mit einem Schaden (aufgetrennte Blatthinterkante, mitte) und mit beiden Schäden (aufgetrennte Blatthinterkante und Querriß in der Schale, unten).

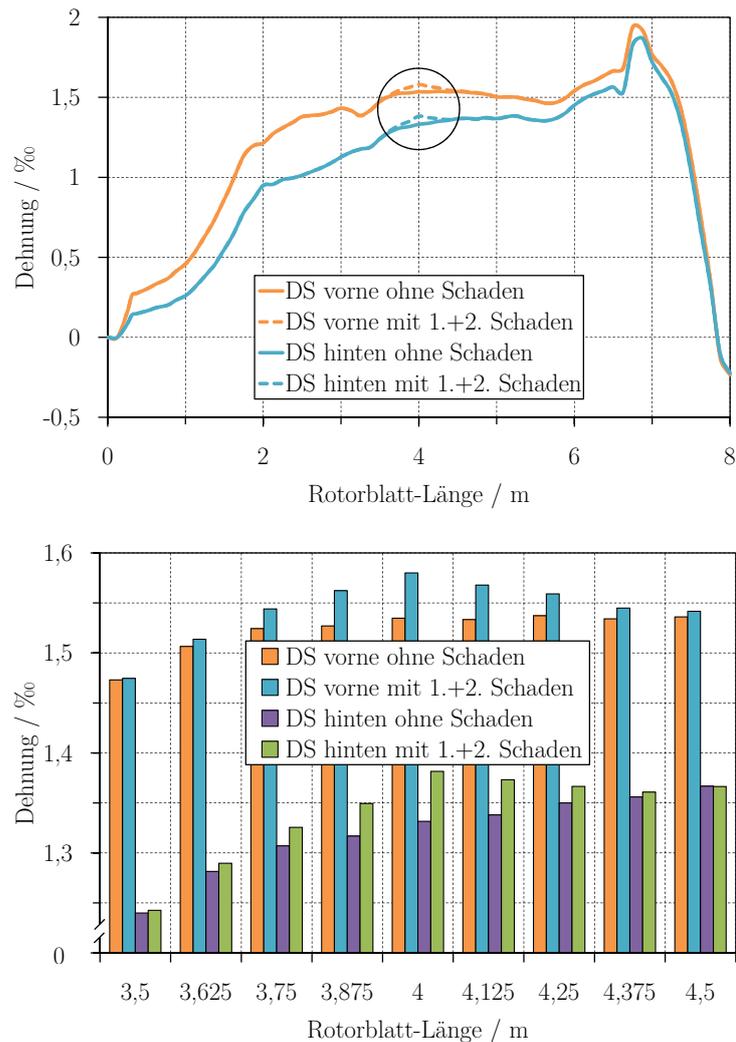


Abbildung 4.13: Vergleich der Dehnungen der Gurte bei 50a-Böenlast auf der Druckseite: Dehnungsverlauf der Gurte auf der Druckseite vorne und hinten ohne Schaden und mit beiden Schäden (oben), Ausschnitt des Bereichs der Beschädigungen (unten).

Insgesamt besteht durch die FEM-Analyse des als Schalenmodell aufgebauten Versuchsrotorblattes die Möglichkeit, die Werkstoffbeanspruchung bei Nachbildung der realen Lastsituation detailliert wiederzugeben. Durch die numerische Modalanalyse lassen sich Auswirkungen von Schäden auf die Steifigkeit der Struktur über Vergleiche mit dem Ausgangszustand einfach und sicher feststellen. Die statische Verzerrungsanalyse ermöglicht eine Bewertung lokal begrenzter Dehnungsänderungen als Folge solcher Schäden hinsichtlich Größe und Detektierbarkeit. Darüber hinaus kann die FEM-Simulation zur Optimierung eines CMS hinsichtlich Auflösung und Abstand der Sensoren genutzt werden.

5 Experimentelle Untersuchungen am Versuchsrotorblatt

In diesem Kapitel werden die experimentellen Untersuchungen am Versuchsrotorblatt und deren Ergebnisse beschrieben. Zunächst werden die Intention des Versuchsprogramms und die Erstellung eines repräsentativen Lastkollektivs erläutert. Anschließend erfolgt eine Beschreibung und Auswertung der Ein- und Mehrstufenversuche. Zuletzt werden die Ergebnisse der experimentell ermittelten Modalanalyse, welche die Messungen der Eigenfrequenzen und der Eigenformen des Versuchsrotorblattes beinhaltet, dargestellt.

5.1 Übersicht der Versuche

Durch die experimentellen Untersuchungen an einem Versuchsrotorblatt kann die Detektierbarkeit von Struktur- bzw. Steifigkeitsänderungen infolge von Bauteilschäden mittels einer strukturintegrierten FBG-Sensorik bzgl. Größe und Lage der Schäden oder durch wiederkehrende Modalanalysen bewertet werden. Die Untersuchungen eignen sich zudem für eine Validierung der numerischen Berechnungen (siehe Abschnitt 6.2). Darüber hinaus ist eine Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens des Versuchsrotorblattes unter sinnvollen realitätsnahen Betriebslastzuständen (Nennlast und 50a-Böenlast) möglich. Das Versuchsprogramm umfasst insgesamt vier verschiedene Untersuchungsarten:

- Einstufenversuche mit Nennlast
- Einstufenversuche mit 50a-Böenlast
- Mehrstufenversuche mit Lastkollektiv
- Modalanalysen

In Tabelle 5.1 ist das Versuchsprogramm dargestellt. Als Folge der simulierten Betriebsbelastung bei Nennlast und 50a-Böenlast sind in dem Versuchsrotorblatt keine Strukturveränderungen bzw. Schäden eingetreten. Aus diesem Grund werden in das Versuchsrotorblatt künstliche Bauteilschäden eingebracht, die typisch für Schäden an Rotorblättern von WEA sind (siehe Abschnitt 4.3). Die verschiedenen Untersuchungsarten werden nach Einbringung dieser Schäden wiederholt. Dadurch kann der unmittelbare Einfluß der Schäden auf die Struktur und damit auf die Detektierbarkeit durch die FBG-Sensorik bzw. durch eine Modalanalyse untersucht werden. Darüber hinaus kann die Beobachtung und Bewertung eines möglichen Rißwachstums der eingebrachten Schäden erfolgen.

5.2 Erstellung eines repräsentativen Lastkollektivs

Um das Sensorik-Konzept unter einer realitätsnahen Werkstoffbeanspruchung bewerten zu können, sind experimentelle Untersuchungen mit einem repräsentativen Lastkollektiv notwendig. Die Bewertung eines CMS mittels FBG-Sensorik ist nur möglich, wenn die FBG-Sensoren auch bei

Tabelle 5.1: Versuchsprogramm der experimentellen Untersuchungen am Versuchsrotorblatt

Versuchsparameter	LW bzw. Zeit
Modalanalyse	-
Einstufenversuch mit Nennlast	500 LW
Mehrstufenversuch mit Lastkollektiv, normiert auf Nennlast	1200 s
Einstufenversuch mit 50a-Böenlast	10000 LW
Modalanalyse	-
Erste Schadenseinbringung	
Modalanalyse	-
Einstufenversuch mit Nennlast	500 LW
Einstufenversuch mit 50a-Böenlast	5000 LW
Zweite Schadenseinbringung	
Einstufenversuch mit Nennlast	500 LW
Einstufenversuch mit 50a-Böenlast	5000 LW
Mehrstufenversuch mit Lastkollektiv, normiert auf Nennlast	1200 s
Modalanalyse	-

simulierten Betriebslasten Effekte zeigen. Eine Zwangserregung des Rotorblattes mittels Massenunwuchten ist für eine Bewertung dieses Sensorkonzeptes nicht geeignet (siehe auch Abschnitt 1.1).

Für die Erzeugung von simulierten Betriebslasten ist die Erstellung eines repräsentativen Lastkollektivs erforderlich. Entgegen der ursprünglichen Planung kann dafür auf die Messdaten der Projekt-WEA nicht zurückgegriffen werden, da diese zum Zeitpunkt der experimentellen Untersuchungen mit dem Versuchsrotorblatt nicht zur Verfügung stehen (siehe Abschlußbericht IMO-WIND [Rüc10]). Stattdessen werden Dehnungs-Zeit-Aufzeichnungen einer sich in unmittelbarer Nähe befindenden, nahezu baugleichen WEA (ebenfalls Multibrid M 5000) verwendet, die im Rahmen einer Leistungsmessung nach IEC 61400-12 vom DeWI aufgenommen und zur Verfügung gestellt werden [IEC98]. Grundlage der Datenaufzeichnungen an dieser Anlage sind Messdaten, die in Form von Messreihen mit einer Dauer von zehn Minuten aufgezeichnet werden. Bei den Sensoren handelt es sich um DMS, die im Blattwurzelbereich eines Rotorblattes auf der inneren Oberfläche appliziert sind. Die Sensoren sind in Blattlängsrichtung im Winkel von 90° zueinander in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung orientiert, so daß sie die Dehnungen des Rotorblattes in der entsprechenden Richtung messen können.

In Schwenklast-Richtung kann die äußere Belastung der Rotorblätter aufgrund der Drehzahlregelung der WEA als nahezu konstant und unabhängig von der Windlastverteilung angenommen werden. In Schlaglast-Richtung hingegen wirkt sich die Windlastverteilung direkt auf die innere Werkstoffbeanspruchung des Rotorblattes aus. Zusätzlich ist der sog. Turmeffekt zu berücksichtigen, der bei jeder ganzen Umdrehung eines Rotorblattes eine abrupte Lastabnahme durch die reduzierte Windgeschwindigkeit infolge der vor dem Turm gestauten Luft bewirkt (Turmschatten, siehe auch [Bet94, Gas09, Hau08]). Aus diesem Grund wird für die Lastkollektivuntersuchungen des Versuchsrotorblattes das Lastkollektiv ausschließlich in Schlaglast-Richtung angewendet. In Schwenklast-Richtung wird simultan die zyklische Einstufen-Belastung aufgebracht. Die Lasten werden auf Nennlast normiert, so daß eine realitätsgetreue Belastung des Versuchsrotorblattes erfolgt und eine Beschädigung infolge der simulierten Betriebsbelastung ausgeschlossen werden kann. Für das Lastkollektiv werden die ersten 4.000 Umkehrpunkte gewählt, da

diese als repräsentativ erachtet werden und prüftechnisch gut zu realisieren sind. Im Hinblick auf die hohe Massenträgheit der Lasteinleitungsgestelle wird die Prüffrequenz in Schlaglast-Richtung derart reduziert, daß eine Eigenfrequenzerregung der Lasteinleitungsgestelle und damit Effekte durch die Schwingerregung verhindert werden. Die Prüffrequenz in Schwenklast-Richtung beträgt 0,135 Hz. Das Lastkollektiv besitzt eine Dauer von 1.200 s.

Mit Hilfe der Lastkollektivuntersuchungen ist zunächst zu prüfen, ob das realisierte CMS mittels der strukturintegrierten FBG-Sensorik bei simulierten realitätsnahen Betriebslasten fehlerfrei funktioniert. Darüber hinaus ist das Ziel der Lastkollektivuntersuchungen die Überprüfung, ob lokal begrenzte Dehnungsveränderungen bei normierter Lastkollektivbelastung vor und nach den künstlichen Bauteilschäden im Rotorblatt durch die FBG-Sensorik festzustellen sind und ob die gewählte Sensordichte dafür ausreicht (siehe auch Abschnitt 3.3.1).

5.3 Einstufenversuche

Die Einstufenversuche werden in Schlaglast-Richtung bei Nennlast und bei 50a-Böenlast durchgeführt. In Schwenklast-Richtung werden die Untersuchungen ausschließlich bei Nennlast durchgeführt. Für die Auswertung werden insbesondere die auftretenden Kräfte und Dehnungen herangezogen. Dabei ist von besonderem Interesse, ob die zyklische Belastung eine nachweisbare Ermüdung des Versuchsrotorblattes hervorruft und ob die gewählte Sensordichte der eingesetzten FBG-Sensorik ausreicht, Steifigkeitsänderungen oder Schäden zu detektieren. Darüber hinaus dienen die experimentellen Untersuchungen für die Validierung der vorangegangenen FEM-Berechnungen. Die Versuche werden in Weg-Regelung der Hydraulikzylinder betrieben. Die Einleitung der Schlag- und Schwenklasten erfolgt simultan mit einer Phasenverschiebung von 90° , da die Lastwechsel eines Rotorblattes in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung um diesen Winkel zueinander versetzt sind.

5.3.1 Einstufenversuche mit Nennlast

Ziel der experimentellen Untersuchungen bei Nennlast ist zunächst die Überprüfung, ob die Kinematik der Lasteinleitungsgestelle die berechneten Kräfte in das Versuchsrotorblatt einleitet, um eine gute Nachbildung des vorgegebenen Biegemomentenverlaufs in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung zu erzielen. Zudem gilt es zu prüfen, ob sich bei Einbringung von künstlichen Schäden diese bei der im Vergleich zur 50a-Böenlast geringen Nennlast detektieren lassen. Darüber hinaus ist eine experimentelle Überprüfung der rechnerischen Dimensionierung des Versuchsrotorblattes möglich. Eine Ermüdung des Versuchsrotorblattes wird bei dieser Lasthöhe und der gewählten Lastspielzahl nicht erwartet.

Die Einstufenversuche bei Nennlast werden bei einer Frequenz von 0,25 Hz durchgeführt. Die Abtastfrequenz der Meßwertnehmer beträgt für die Kräfte und Wege (MGC-Plus-System der Fa. HBM) 10 Hz und für die Faserbragg-Sensorik 10,5 Hz. Insgesamt werden die Versuche bei Nennlast drei Mal mit jeweils 500 LW in verschiedenen Versuchsstadien durchgeführt (siehe Tabelle 5.1). In Abbildung 5.1 sind die gemessenen Kräfte bei den drei Nennlast-Versuchen und die über die KLT berechneten Kräfte dargestellt. Es ist zu erkennen, daß sich die Kräfte nach Einbringung der beiden Schäden nicht signifikant verändert haben. Es ist jedoch eine Differenz zu den berechneten Werten zu beobachten, die auf die bei dem Aufbau des Prüfstandes geringfügig veränderte Position der Gelenke der Lasteinleitungsgestelle zurückzuführen ist. Die Veränderung der Kraft des Hydraulikzylinders in Schlaglast-Richtung (siehe Markierung) resultiert aus einer Anpassung der Wegvorgabe des Hydraulikzylinders zur Realisierung der geforderten Randfaserdehnungen. Die Berechnung der erwarteten Kräfte stimmt mit den gemessenen Kräften gut überein.

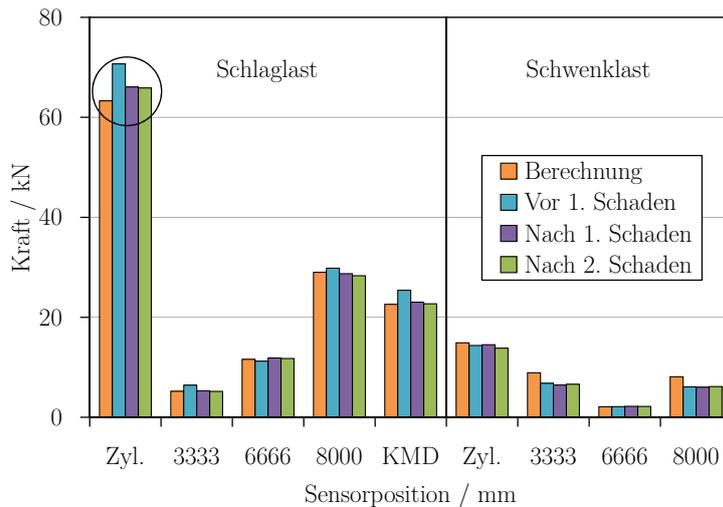


Abbildung 5.1: Vergleich der berechneten Kräfte und der in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms ermittelten mittleren Kräfte der Koppelstangen und der KMD für Schlag- und Schwenklast bei Nennlast

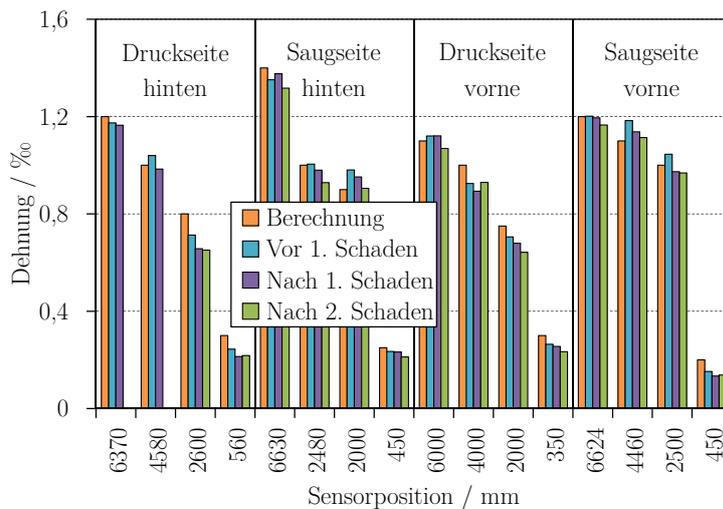


Abbildung 5.2: Vergleich der berechneten Dehnungen und der in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms ermittelten mittleren Dehnungen der FBG-Sensoren bei Nennlast

In Abbildung 5.2 sind analog zu Abbildung 5.1 die Dehnungen der vier FBG-Sensorfasern der Gurte in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms und zum Vergleich die über die FEM-Analyse numerisch ermittelten Dehnungen (siehe Abschnitt 4.5) dargestellt. Da bei der Einbringung des Querrisses zwischen den Gurten die Fasersensorik des hinteren Gurtes auf der Druckseite beschädigt wurde, existiert für den letzten Versuch bei 6370 mm und 4580 mm keine Dehnungsinformation. Die Dehnungen in den vier Gurten haben sich ebenfalls nicht signifikant verändert. In der Nähe der Schäden installierte Sensoren weisen keine bemerkenswerte, lokal begrenzte Dehnungsänderung auf. Daher ist bei Nennlast eine Detektion der eingebrachten Schäden über die Fasersensorik nicht möglich.

5.3.2 Einstufenversuche mit 50a-Böenlast

Ziel der Untersuchungen bei 50a-Böenlast ist zunächst die Überprüfung, ob sich bei dieser hohen Extremlast auf natürliche Weise Schäden im Versuchsrotorblatt einstellen oder ob eine signifikante globale oder lokal begrenzte Steifigkeitsabnahme über die integrierte Fasersensorik festzustellen ist. Darüber hinaus ist über die Einstufen-Versuche die Sensordichte der FBG-Sensorik zur Detektion lokal begrenzter Schäden zu bewerten. Die Rotorblätter werden aufgrund ihres hohen Trägheitsmomentes bei 50a-Böenlast nicht unmittelbar beschleunigt. Da die Drehzahl der Rotorblätter durch die Pitch-Regelung der WEA konstant bleibt, resultiert die Böenlast in einer hohen Belastung in Schlaglast-Richtung, während die Belastung in Schwenklast-Richtung nahezu unverändert bleibt. Aus diesem Grund wird für die experimentellen Untersuchungen in Schwenklast-Richtung die Nennlast beibehalten (siehe auch Abschnitt 2.1). Die Versuche werden aufgrund der hohen Massenträgheit der Lasteinleitungsgestelle bei einer Frequenz von 0,135 Hz durchgeführt. Die Abbildung 5.3 zeigt den Dehnungs-Lastspielzahl-Verlauf der FBG-Sensoren im Gurtkanal der Vorderkante auf der Druck- bzw. Saugseite der Blattschale bei 50a-Böenlast.

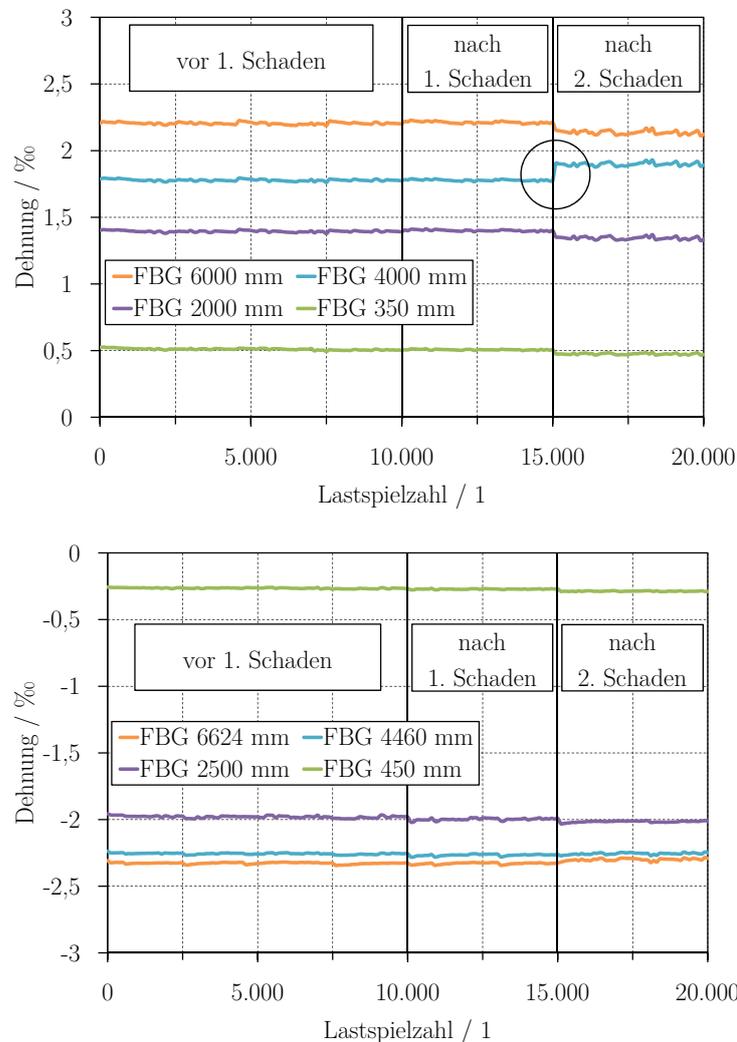


Abbildung 5.3: Dehnungs-Lastspielzahl-Verlauf der FBG-Sensoren bei 50a-Böenlast im Vorderkantengurt auf der Druckseite (oben) und auf der Saugseite (unten)

Es ist zu erkennen, daß die auf dem Vorderkantengurt der Druckseite applizierten Sensoren bei Einbringung des zweiten Schadens eine signifikante Veränderung zeigen. Der in unmittelba-

rer Nähe zum Schaden installierte Sensor zeigt eine merkliche Dehnungszunahme, die übrigen Sensoren dieser Sensorkette zeigen hingegen eine geringe Dehnungsabnahme. Die FBG-Sensoren des Vorderkantengurtes der Saugseite weisen bei Einbringung des zweiten Schadens bis auf den sich in der Nähe des Schadens befindenden Sensor bei 4460 mm eine geringe Dehnungsabnahme auf. Die Dehnungs-Lastspielzahl-Verläufe der Sensorketten der Hinterkantengurte zeigen keine Veränderungen und sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

In Abbildung 5.4 ist der Kraft-Lastspielzahl-Verlauf der Koppelstangen (KS) bei einer Rotorblatt-Länge von 3333 mm, 6666 mm und 8000 mm, der KMD an der Kraftausleitung des Schlaglast-Gestells und der KMD des Hydraulikzylinders für die Schlaglast dargestellt.

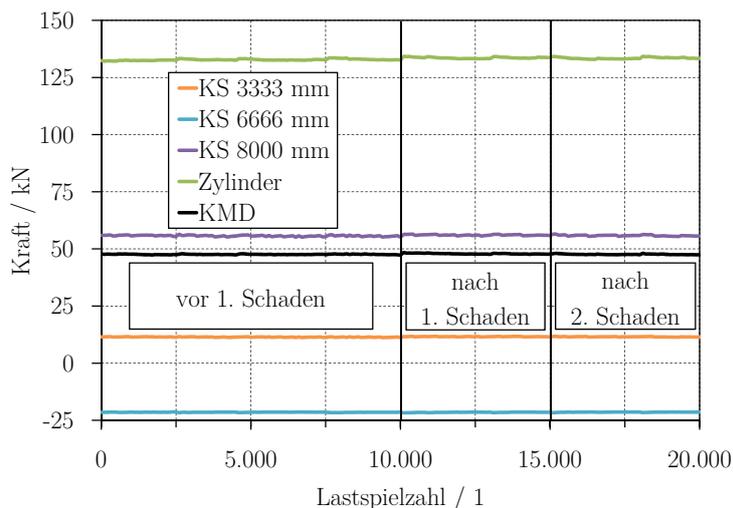


Abbildung 5.4: Kraft-Lastspielzahl-Verlauf der Koppelstangen bei einer Rotorblatt-Länge von 3333 mm, 6666 mm und 8000 mm, der KMD und des Hydraulikzylinders für Schlaglast bei 50a-Böenlast

Im Kraft-Lastspielzahl-Verlauf sind vor und nach Einbringung der Schäden keine signifikanten Veränderungen feststellbar. Die Wegvorgabe des Hydraulikzylinders liefert über das Versuchsrotorblatt eine nahezu konstante Kraftausleitung über die Koppelstangen des Schlaglast-Gestells. Die globale Steifigkeit des Versuchsrotorblattes hat somit durch die 50a-Böenlast nach 20.000 LW nicht merklich abgenommen.

In Abbildung 5.5 ist ein Vergleich der jeweils mittleren Kräfte der Koppelstangen und der KMD in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms bei 50a-Böenlast dargestellt. Darüber hinaus sind zum Vergleich die über die KLT berechneten Kräfte vermerkt.

Die in den jeweiligen Versuchsstadien ermittelten mittleren Werte weisen ein konstantes Kraftniveau auf. Dadurch kann eine globale Steifigkeitsänderung des Versuchsrotorblattes sowohl in Schlaglast- als auch in Schwenklast-Richtung ausgeschlossen werden (zum Vergleich siehe Abbildung 5.4). Die gemessenen Kräfte sind vom Betrag zum Teil geringfügig kleiner als die berechneten Kräfte. Die Ursache hierfür liegt in der aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten leicht veränderten Anlenkposition einer Krafteinleitung des Schlaglast-Gestells. Dennoch liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung vor.

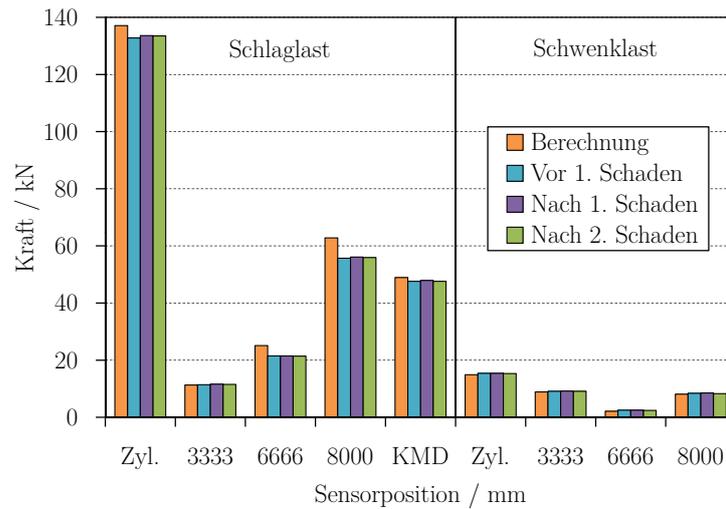


Abbildung 5.5: Vergleich der berechneten Kräfte und der in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms ermittelten mittleren Kräfte der Koppelstangen für Schlag- und Schwenklast, der Hydraulikzylinder und der KMD bei 50a-Böenlast

Analog zu Abbildung 5.5 ist in Abbildung 5.6 ein Vergleich der jeweils mittleren Dehnungen der FBG-Sensoren in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms bei 50a-Böenlast und ein Vergleich mit den aus der FEM-Analyse numerisch ermittelten Dehnungen (siehe Abschnitt 4.5) dargestellt.

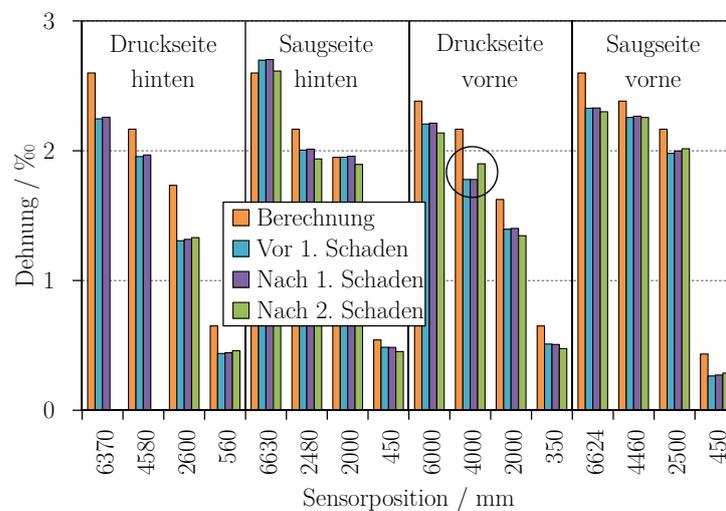


Abbildung 5.6: Vergleich der berechneten Dehnungen und der in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms ermittelten mittleren Dehnungen der FBG-Sensoren bei 50a-Böenlast

Es ist zu erkennen, daß alle FBG-Sensoren mit Ausnahme des Sensors, der sich in unmittelbarer Nähe des zweiten Schadens (Querriß in der Blattschale) befindet, nur geringe Veränderungen in ihren Mittelwerten aufweisen. Der FBG-Sensor bei 4000 mm im Vorderkantengurt der Druckseite zeigt jedoch eine signifikante Dehnungszunahme von 0,178 % auf 0,190 % (Erhöhung um 6,8 %, siehe auch Abbildung 5.3). Dieses Ergebnis der lokal begrenzten Dehnungszunahme korreliert mit den Ergebnissen der statischen FEM-Analyse, bei der eine Erhöhung um 3 % berechnet wird (siehe Abschnitt 4.5). Die geringen Abweichungen der Ergebnisse begründen sich durch Fertigungsungenauigkeiten. Die FBG-Sensoren bei 6370 mm und 4580 mm im Hinterkantengurt der Druckseite werden bei Einbringung des zweiten Schadens irreparabel beschädigt.

Es kann gezeigt werden, daß auf natürliche Weise in dem Versuchsrotorblatt keine Schäden entstehen. Sowohl die globale Steifigkeit als auch die lokale Schadensdetektion per FBG-Sensorik zeigen nach 10.000 LW bei 50a-Böenlast keine Schäden. Äußere Begutachtungen bestätigen dieses Ergebnis. Der erste Schaden in Form des Längsrisses führt ebenfalls zu keiner Steifigkeitsabnahme oder lokaler Schädigung. Mit Einbringung des zweiten Schadens in Form eines Querrisses der Blattschale auf der Druckseite können durch die FBG-Sensorik signifikante, lokal begrenzte Dehnungserhöhungen festgestellt werden. Die globale Steifigkeit des Versuchsrotorblattes bleibt dabei konstant. Bemerkenswert ist, daß die in den Gurtkanälen applizierten FBG-Sensorfasern in der Umgebung des künstlichen Schadens der Blattschale lokale Dehnungserhöhungen zeigen, obwohl die lasttragenden, UD-orientierten CFK-Gurte durch den Schaden nicht beschädigt werden. Die Sensordichte kann als hinreichend gut beurteilt werden.

5.4 Mehrstufenversuche mit Lastkollektiv

Die Mehrstufenversuche werden mit dem in Abschnitt 5.2 beschriebenen Lastkollektiv durchgeführt. Die Untersuchungen erfolgen zu Versuchsbeginn bei ungeschädigtem Versuchsrotorblatt und zum Versuchsende nach 20.000 LW im Einstufen-Versuch bei 50a-Böenlast und nach Einbringung beider Schäden (siehe Tabelle 5.1). In Abbildung 5.7 sind die Extrema des Kraft-Zeit-Verlaufs der Koppelstangen, der Hydraulikzylinder und der KMD am Portal für die Schlag- und Schwenklast vor Einbringung der Schäden dargestellt.

Es ist zu erkennen, daß die Extrema des Kraft-Zeit-Verlaufs der Schwenklast keine zeitlich konstanten Werte aufweisen. Die Ursache hierfür liegt in der Kopplung der Schlag- und Schwenklast, die Einfluß auf die Einstufen-Last in Schwenklast-Richtung hat. Umgekehrt hat jedoch auch die Einstufen-Schwenklast einen Einfluß auf die Lastkollektiv-Anregung, wie der Ausschnitt eines Dehnungs-Zeit- bzw. Kraft-Zeit-Verlaufs ausgewählter FBG-Sensoren bzw. KMD in Abbildung 5.8 zeigt. In dieser Abbildung sind nicht die Extremwerte einzelner Schwingungen dargestellt, sondern vollständige Schwingungsverläufe.

Die Abbildung zeigt exemplarisch die quasi-stochastische Anregung durch das gewählte Lastkollektiv. Die Kopplung zwischen dem Schlaglast-Zylinder und der KMD durch das Versuchsrotorblatt ist deutlich erkennbar. Die Spitzenlast in Schlaglast-Richtung ist auf die Nennlast des Einstufenversuchs normiert, so daß sich eine maximale Randfaserdehnung des FBG-Sensors auf der Saugseite im hinteren Gurtkanal bei 6630 mm von 0,115 % ergibt.

5.5 Experimentelle Modalanalyse

Zur experimentellen Bestimmung der Eigenfrequenzen und der Eigenformen wird an dem Versuchsrotorblatt in verschiedenen Stadien der Schädigung eine Modalanalyse durchgeführt. Ziel der Untersuchung ist sowohl die Validierung der numerischen Modalanalyse mit dem FEM-Modell (siehe Kapitel 4) als auch die Untersuchung der Auswirkungen der Schäden im Versuchsrotorblatt auf die Eigenfrequenzen. Zunächst werden die Grundlagen des Meßverfahrens und die Positionierung der Meßwertaufnehmer erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse der Eigenfrequenz- und Eigenformanalyse dargestellt.

5.5.1 Grundlagen zum Meßverfahren

Für die Messung der Eigenfrequenzen und Eigenformen kommen elektrodynamische Schwinggeschwindigkeitsaufnehmer (Geophone) zum Einsatz. Die Anregung der Geophone erfolgt ambient. Die Grundlagen des Meßverfahrens werden u.a. ausführlich von BARZILAI [Bar98] beschrieben. Die verwendeten Aufnehmer besitzen einen linearen Arbeitsfrequenzbereich von 6...1000 Hz und eine Messempfindlichkeit von $14 \frac{mV}{mm/s}$. Die Eigenfrequenz der Sensoren liegt bei 4,5 Hz.

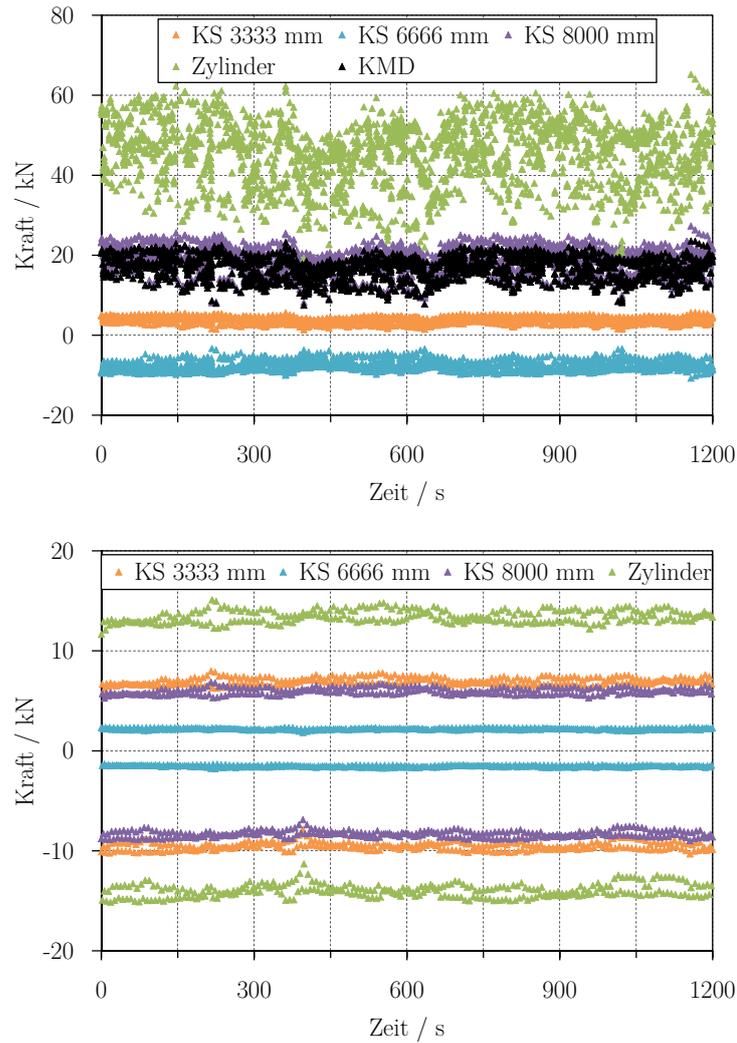


Abbildung 5.7: Extrema des Kraft-Zeit-Verlaufs der Koppelstangen, des Hydraulikzylinders und der KMD für Schlaglast (oben) sowie der Koppelstangen und der KMD für Schwenklast (unten) im Lastkollektiv

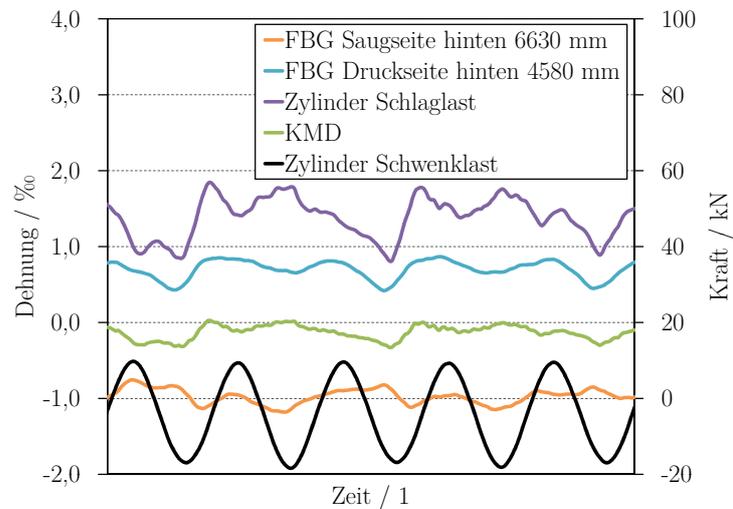


Abbildung 5.8: Ausschnitt eines Dehnungs-Zeit- bzw. Kraft-Zeit-Verlaufs ausgewählter Sensoren bei Lastkollektiv-Anregung in Schlaglast- und Einstufen-Anregung in Schwenklast-Richtung

Geophone bestehen im wesentlichen aus einer Spule und einem Permanentmagneten, die durch eine Feder gekoppelt sind. Sie beruhen auf dem Prinzip eines elektromagnetischen Wandlers. Die seismische Masse (der Spulenkörper und die Spule) befindet sich zwischen den Polen des ortsfesten Magneten und ist mit dem Gehäuse über die Federn verbunden. Wird der Fußpunkt des Aufnehmers bewegt, so bewegt sich auch die Spule relativ zum Magneten. Dabei wird in der Spule eine Spannung induziert, die proportional zur Spulengeschwindigkeit ist (siehe Abbildung 5.9).

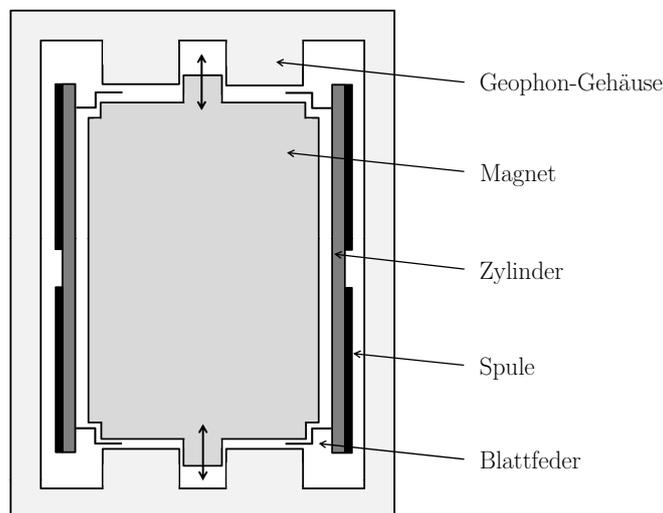


Abbildung 5.9: Schematischer Querschnitt eines Geophons zur Darstellung der Funktionsweise

Das verwendete System weist ausschließlich einen Freiheitsgrad in horizontaler bzw. vertikaler Richtung auf und besitzt eine Resonanzfrequenz. Wird das Geophon oberhalb seiner Resonanzfrequenz betrieben, ist eine Amplituden- und Phasenkorrektur nicht notwendig. Durch das Parallelschalten eines Widerstandes zur Spule lässt sich die Dämpfung variieren.

5.5.2 Meßplan der Geophone

Für die Messung der Eigenfrequenzen des Versuchsrotorblattes wäre es ausreichend, ein einziges Geophon an die Blattspitze zu platzieren, da dort sowohl eine ausreichend große Amplitude der Eigenform auftritt als auch ein Schwingungsknoten sicher nicht vorhanden ist. Da jedoch zusätzlich die Eigenformen zu identifizieren sind, werden die Geophone auf der Saugseite der Blattschale nach Möglichkeit äquidistant positioniert.³³ Die Anordnung der Geophone entspricht den Messpositionen bei der numerischen Modalanalyse (siehe Abbildung 4.6 und Tabelle 4.6). Das mittlere Geophon wird zur Messung der horizontalen Geschwindigkeiten eingesetzt. Über die beiden äußeren Geophone werden die vertikalen Geschwindigkeiten aufgenommen. In Abbildung 5.10 ist das frei hängende Versuchsrotorblatt mit demontierten Blattscheren und Lasteinleitungsgestellen dargestellt.

Die Messung der Eigenformen in Schwenklast-Richtung erfolgt durch die mittleren (horizontalen) Sensoren. Durch die paarweise äußere Anordnung der vertikalen Sensoren messen diese die Eigenformen sowohl in Schlaglast- als auch in Torsions-Richtung. Für die Messungen werden die Blattscheren entfernt, da diese erhebliche Zusatzmassen darstellen und dadurch die Ergebnisse beeinträchtigen würden. Somit hängt das Versuchsrotorblatt frei und ist ausschließlich über den Blattanschluß eingespannt. Die Positionen der Sensoren sind markiert, so daß die Messungen an denselben Orten wiederholt werden. Die Meßfrequenz beträgt 1.000 Hz.

³³Da sich auf dem Versuchsrotorblatt Positionierungshilfen für die Blattscheren befinden, ist eine äquidistante Positionierung der Geophone nicht für alle Ebenen möglich.

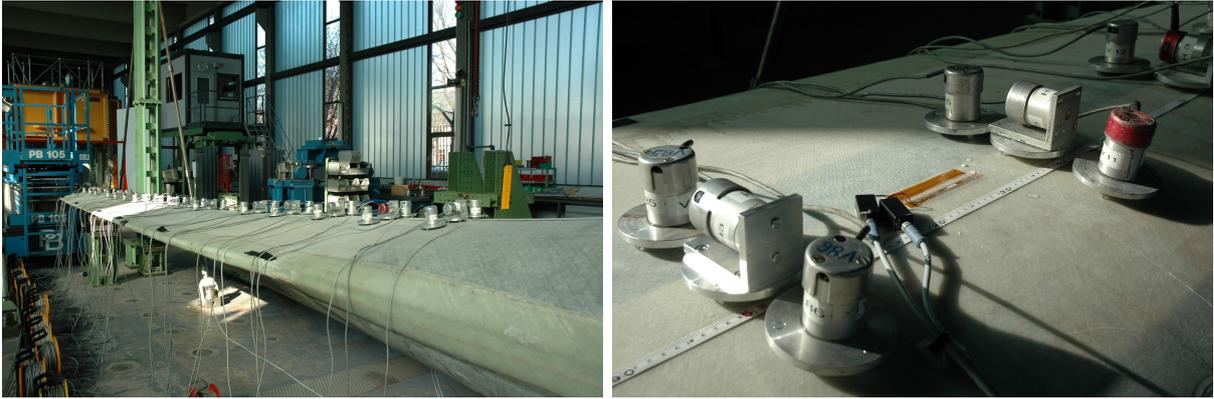


Abbildung 5.10: Frei hängendes Rotorblatt mit demontierten Blattscheren und Lasteinleitungsgestellen mit Geophonen auf der Saugseite der Blattschale zur experimentellen Modalanalyse (links) und Detailansicht mit drei Geophonen je Ebene zur Messung der vertikalen und horizontalen Geschwindigkeiten (rechts)

5.5.3 Messergebnisse der Eigenfrequenzanalyse

Die Messungen der Eigenfrequenzen erfolgen vor und nach Einbringung des 1. Schadens und nach Einbringung des 2. Schadens (siehe Tabelle 5.1). Für die Darstellung der Eigenfrequenzen werden nur die Messdaten der Geophone in Ebene 1 verwendet, da sich diese Ebene an der Blattspitze des Versuchsrotorblattes befindet und dort aufgrund der großen Amplituden auch hohe Geschwindigkeiten gemessen werden. In Abbildung 5.11 ist das Frequenzspektrum 0...100 Hz in diesen drei Stadien des Versuchsprogramms dargestellt.

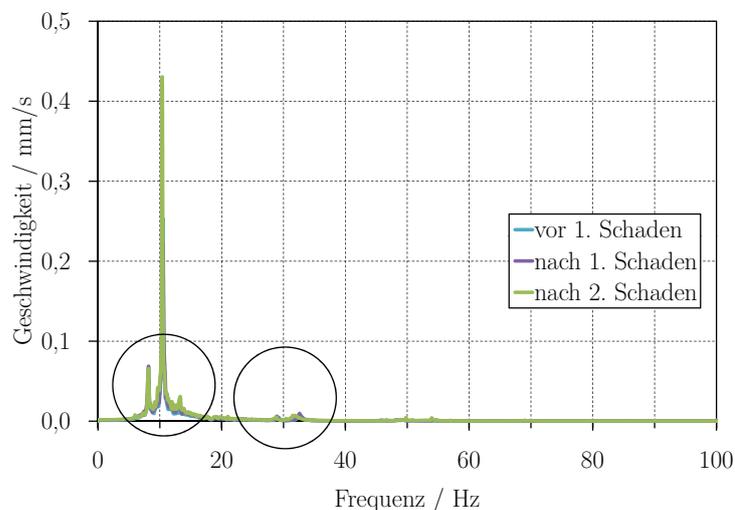


Abbildung 5.11: Vergleich der Eigenfrequenzmessungen in Ebene 1 (horizontal) bei 0...100 Hz in verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms

Aufgrund der ambienten Erregung ist im Frequenzspektrum ein hohes Grundrauschen abgebildet. Um eine höhere Auflösung des Spektrums zu erhalten, ist eine Unterteilung notwendig (siehe Abbildung 5.12). Die Eigenfrequenzen zeigen vor und nach Einbringung der künstlichen Schäden nur geringe Verschiebungen. Darüber hinaus fällt auf, daß sich einzelne Eigenfrequenzen aufteilen. Diese liegen nahe beieinander, erschweren jedoch die Zuordnung zu den Eigenformen.

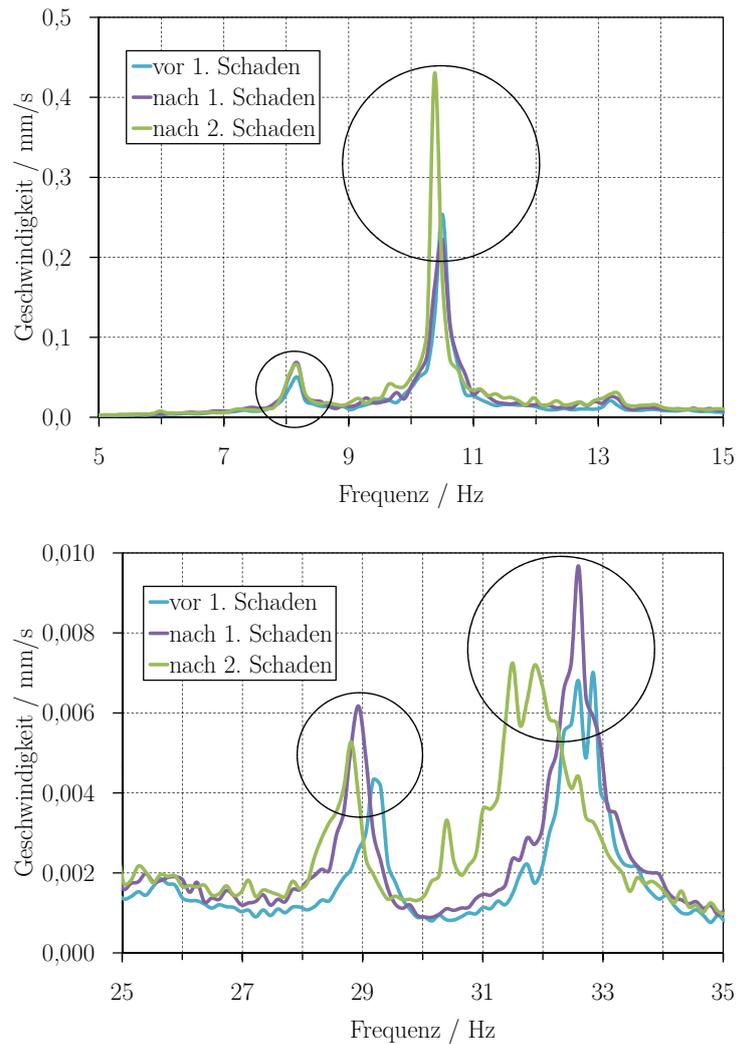


Abbildung 5.12: Vergleich der Eigenfrequenzmessungen in Ebene 1 (horizontal) bei 5...15 Hz (oben) und 25...35 Hz (unten) in verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms

In Tabelle 5.2 sind die in den verschiedenen Versuchsstadien gemessenen Eigenfrequenzen dargestellt. In Vorgriff auf die Eigenformanalyse (siehe Abschnitt 5.5.4) enthält die Tabelle bereits die Zuordnung der Hauptschwingrichtung der Eigenfrequenz.

Tabelle 5.2: Übersicht der in den verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms gemessenen Eigenfrequenzen mit Angabe der über die Eigenformanalyse zugeordneten Hauptschwingrichtung

Nr.	Hauptrichtung	$f_{ohne\ Schaden}$ / Hz	$f_{1. Schaden}$ / Hz	$f_{1.+2. Schaden}$ / Hz
1	Schlag	8,18	8,18	8,18
2	Schwenk	10,50	10,50	10,38
3	Schlag	29,30	28,93	28,81
4	Torsion	32,59	32,59	31,94
P	Schalenpartialform	49,93	49,85	49,81
5	Schwenk	58,96	58,84	53,96

Es ist zu erkennen, daß die erste Eigenfrequenz in Schlaglast-Richtung mit Einbringung der Schäden keine Veränderung aufweist. Dies ist bemerkenswert, da dies belegt, daß der Querriß in der Blattschale (2. Schaden) nicht zu einem signifikanten Steifigkeitsverlust führt. Die lasttragenden UD-Gurte sind von diesem Schaden nicht betroffen, so daß sie weiterhin die Steifigkeit in Schlaglast-Richtung herstellen. Die erste Eigenfrequenz in Schwenklast-Richtung weist nach dem zweiten Schaden nur eine geringfügige Abnahme auf, die zweite Eigenfrequenz in Schlaglast-Richtung weist ebenfalls nur eine geringe Änderung auf. Geringfügig stärker fällt die Abnahme der ersten Torsions-Eigenfrequenz nach dem zweiten Schaden auf. Da das Rotorblatt ein dreizelliges Profil besitzt und durch den Querriß in der Blattschale nur eine Zelle beschädigt wird, ist die Abnahme der Torsionssteifigkeit des Rotorblattes sehr gering. Zudem bewirkt die Wölbbehinderung am Blattanschluß, daß die abschnittsweise beschädigte Zelle weiterhin signifikant Torsionslasten aufnehmen kann. Die fünfte Eigenfrequenz ist eine Partial-Schwingung der Blattschale. Die deutlichste Abnahme in dem betrachteten Frequenzspektrum weist die zweite Eigenfrequenz in Schwenklast-Richtung auf.

5.5.4 Messergebnisse der Eigenformanalyse

Für die Darstellung der gemessenen Eigenformen werden im Gegensatz zur Eigenfrequenzanalyse die Meßdaten der Sensoren in allen Ebenen verwendet (siehe Abbildung 4.6). Dadurch ist eine Zuordnung der Lastrichtung (Schlaglast-, Schwenklast-, Torsions- bzw. Partialeigenform) möglich. In Abbildung 5.13 sind die ersten sechs gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes ohne künstliche Schäden dargestellt. Eine vollständige Übersicht der gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes an den ausgewählten Positionen ohne Schaden und mit künstlichen Schäden befindet sich im Anhang C.

Bei der ersten Eigenform in Schlaglast-Richtung ist ein deutlicher Schwenklast-Anteil zu beobachten. Ein Torsions-Anteil tritt hingegen nicht auf. Bei der ersten Eigenform in Schwenklast-Richtung ist umgekehrt ein deutlicher Schlaglast-Anteil festzustellen, zusätzlich tritt auch ein geringer Torsions-Anteil auf. Die zweite Eigenform in Schlaglast-Richtung weist ähnlich wie die erste Eigenform in Schlaglast-Richtung auch einen deutlichen Schwenklast-Anteil und einen vernachlässigbaren Torsions-Anteil auf. Die zweite Eigenform in Schwenklast-Richtung weist eine deutliche Überlagerung von Schlag- und Schwenklast auf. Die erste Eigenform in Torsions-Richtung besitzt entsprechend den anderen Eigenformen einen erheblichen Anteil in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung. Bei allen dargestellten Eigenformen ist eine Kopplung zwischen Schlag- und Schwenklast zu beobachten. Darüber hinaus ist teilweise auch ein Torsions-Anteil festzustellen. Die Ursache für die Überlagerung der verschiedenen Lastrichtungen liegt in der Schränkung des Rotorblattes und der Tatsache, daß der Schubmittelpunkt und der Massenmittelpunkt in den einzelnen Profilschnitten nicht auf einer gemeinsamen elastischen Achse liegen. Dadurch wird eine eindeutige Zuordnung in höheren Eigenfrequenzen verhindert (siehe auch Abschnitt 4.4).

5 Experimentelle Untersuchungen am Versuchsrotorblatt

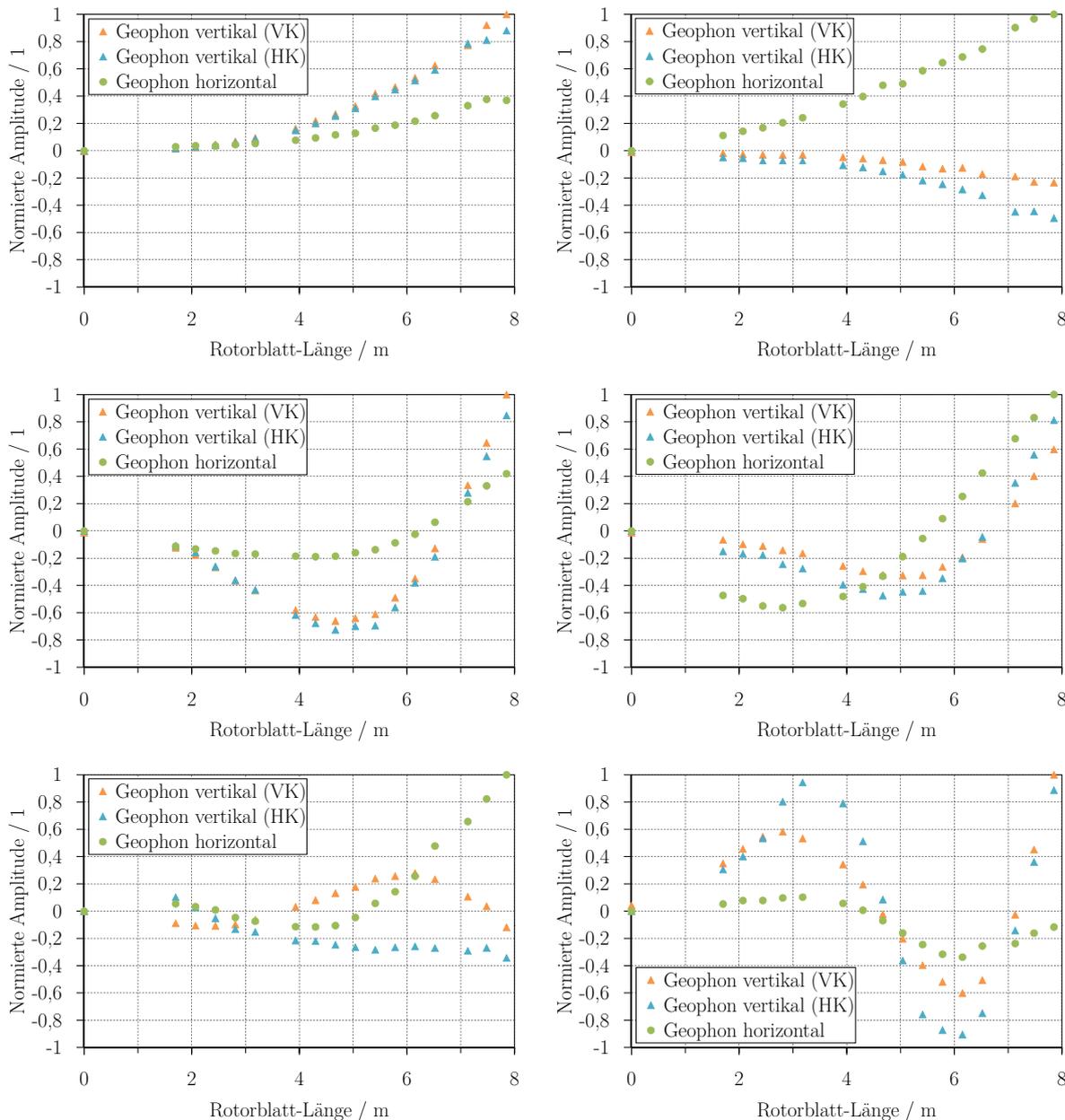


Abbildung 5.13: Gemessene Eigenformen des Versuchsrotorblattes ohne künstliche Bauteilschäden an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten links 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung.

Insgesamt kann festgestellt werden, daß sich die künstlichen Bauteilschäden des Versuchsrotorblattes durch eine Verschiebung der Eigenfrequenzen gut detektieren lassen. In höheren Frequenzen treten zusätzlich Partial-Eigenfrequenzen bzw. -Eigenformen der Blattschale auf. Trotz der Kopplung der Lastrichtungen ist in den unteren Eigenfrequenzen eine sichere Zuordnung der Richtung möglich.

6 Diskussion der Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der vorangegangenen Untersuchungen näher betrachtet. Dazu werden die Ergebnisse der Dehnungsmessungen am Originalrotorblatt mittels FBG- und DMS-Sensorik vorgestellt und mit den Ergebnissen der Dehnungsmessungen am Versuchsrotorblatt verglichen. Die numerisch berechneten und experimentell ermittelten Ergebnisse der statischen Analyse und der Modalanalyse des Versuchsrotorblattes werden miteinander verglichen und validiert. Die Möglichkeiten einer Schadensdetektion mittels der vorgestellten Methoden werden näher betrachtet und bewertet.

6.1 Dehnungsmessungen am Originalrotorblatt

Die Dehnungsmessungen am Originalrotorblatt werden an einer Offshore-WEA durchgeführt. Bei dieser Anlage ist ein Rotorblatt im Rahmen des Forschungsprojektes IMO-WIND mit FBG-Sensorik ausgerüstet [Rüc10]. In Abbildung 6.1 ist die in Bremerhaven errichtete WEA dargestellt. Die Anlage erzeugt eine maximale Leistung von 5 MW und ist vom gleichen Typ wie die WEA des Forschungsprojekts Alpha-Ventus (siehe auch Kapitel 1).



Abbildung 6.1: Vorserienmodell einer onshore errichteten Offshore-WEA in Bremerhaven, ausgerüstet mit FBG-Sensorik in einem Rotorblatt

Bei der WEA handelt es sich um das Modell M 5000 der Fa. Multibrid. Die WEA ist als Offshore-WEA ausgelegt und wird als Vorserienmodell onshore betrieben. Aus diesem Grund wird als Gründungsstruktur eine Tripod-Konstruktion gewählt, die für den Einsatz im Offshore-Testfeld Alpha-Ventus vorgesehen ist. Die Nabenhöhe beträgt 104 m und der Rotorblattdurchmesser 120 m. Die FBG-Sensoren zur Dehnungsmessung sind in einem Rotorblatt in den Gurtkanälen strukturintegriert und im Blattanschlußbereich auf der Oberfläche im Blattinneren appliziert (siehe Abschnitt 3.3.1). Die Sensorpositionen sind in Tabelle 3.2 angegeben.

In Abbildung 6.2 ist ein Dehnungs-Zeit-Verlauf von FBG-Sensoren des Originalrotorblattes dargestellt. Während der Messung befindet sich die WEA im Nennlastfall, d.h. die WEA erzeugt eine Leistung von 5 MW, die Windgeschwindigkeit beträgt 12 m/s, und die Rotorblattdrehzahl beträgt $14,8 \text{ min}^{-1}$ (siehe auch Abschnitt 2.1). Die Dauer des Dehnungs-Zeit-Verlaufs beträgt 130 s. Die Sensoren befinden sich im Gurtkanal der Saugseite (22,5 m, 31,9 m und 40,3 m) und der Druckseite (36,1 m). Darüber hinaus ist ein Detailausschnitt abgebildet.

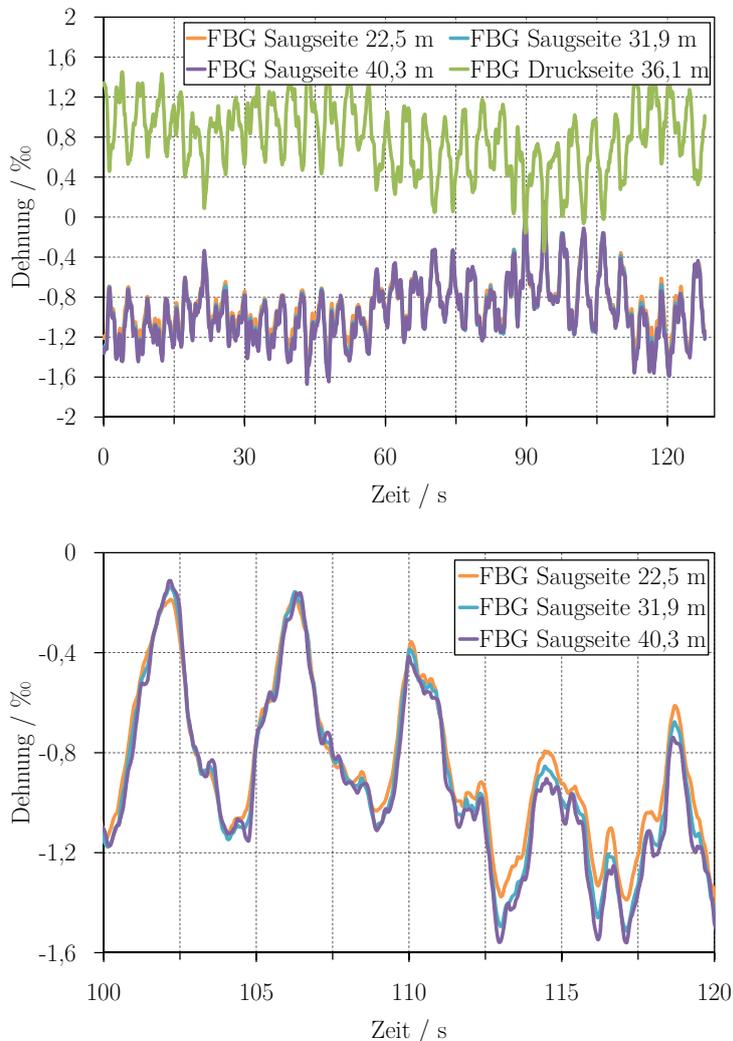


Abbildung 6.2: Dehnungs-Zeit-Verlauf von FBG-Sensoren im Gurtkanal der Druck- und Saugseite des Originalrotorblattes (unten Detailausschnitt)

Die FBG-Sensoren in den Gurtkanälen der Druck- und Saugseite bilden entsprechend der variierenden Windlast in Schlaglast-Richtung ein quasi-stochastisches Dehnungs-Zeit-Signal ab. Die Dehnungen der Druck- und Saugseite weisen vom Betrag die gleiche Größe auf, wie es aufgrund des Biegemomentes durch die Schlaglast erwartet wird (Zug-Druck-Dehnung). Darüber hinaus zeigt der Detailausschnitt des Zeitverlaufs eine nahezu konstante Dehnungsverteilung über eine Rotorblatt-Länge von ca. 20 m. Dies ist ein Hinweis dafür, daß die Anregung durch den Wind in erster Näherung in eine Schwingung entsprechend der ersten Eigenform in Schlaglast-Richtung resultiert. Der Mittelwert der Dehnungen weicht um ca. $\pm 0,1\%$ von der Berechnung für den Nennlastfall ab. Zum Vergleich ist in Abbildung 6.3 ein Dehnungs-Zeit-Verlauf von FBG-Sensoren im Gurtkanal (Saugseite, 40,3 m) und im Blattanschlußbereich (Saugseite und Vorderkante) des Originalrotorblattes dargestellt.

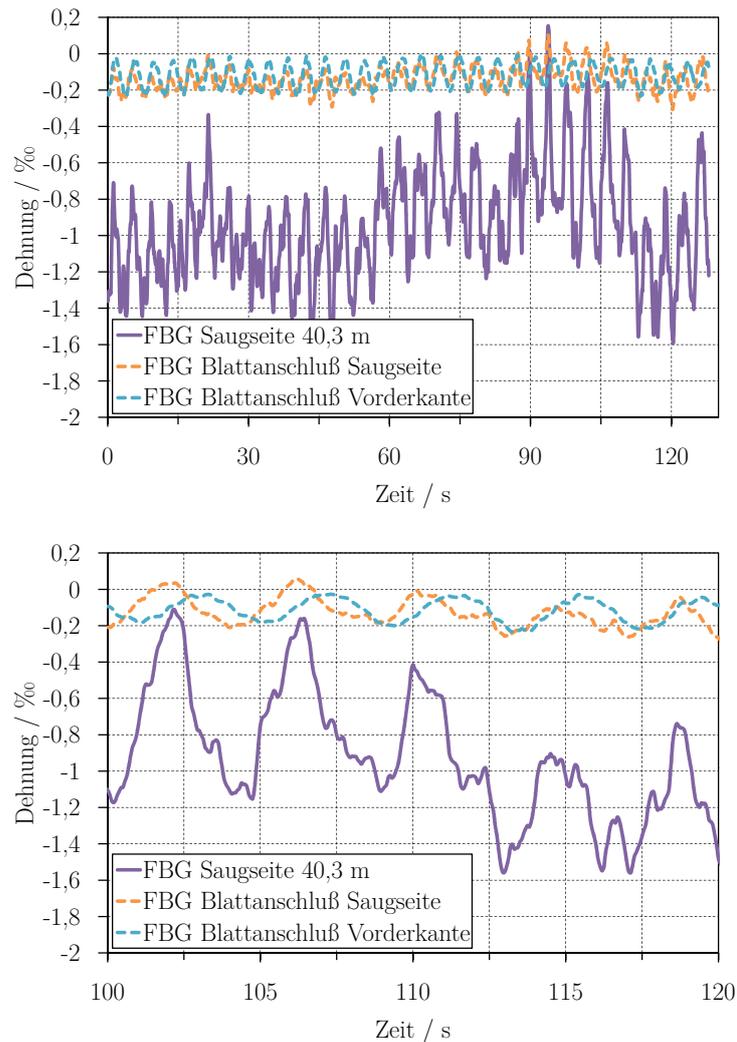


Abbildung 6.3: Dehnungs-Zeit-Verlauf von FBG-Sensoren im Gurtkanal (Saugseite, 40,3 m) und im Blattanschlußbereich (Saugseite und Vorderkante) des Originalrotorblattes (unten Detailausschnitt)

Im Gegensatz zum Dehnungsniveau in der Blattmitte erreichen die Beträge der Dehnungen im Blattanschlußbereich nur max. Werte von ca. 0,02 % und damit nur ca. 20 % der maximalen Dehnungen. Das Dehnungssignal aus der Vorderkante (siehe Detailausschnitt) ähnelt einer Einstufen-Last, wie es aufgrund der Schwenklast des Rotorblattes in der Rotationsebene erwartet wird. Der Dehnungssensor im Blattanschluß auf der Saugseite zeigt hingegen die stochastische Anregung durch die Windlast, die auch der FBG-Sensor in der Blattmitte bei einer Rotorblattlänge von 40,3 m erfährt, jedoch auf einem geringeren Dehnungsniveau.

Die beiden dargestellten Anregungsarten in rechtwinklig zueinander orientierten Achsen (quasi-stochastische Anregung in Schlaglast-Richtung und Einstufen-Last in Schwenklast-Richtung) werden im Prüfstand zur Simulation der realen Lastverhältnisse exakt nachgebildet. Durch die beiden getrennt regelbaren Hydraulikzylinder erfolgt über die zwei Lasteinleitungsgestelle die Einleitung von insgesamt sechs Einzellasten. Eine Einleitung von jeweils drei Einzellasten je Lastichtung in Kombination mit einem freien Moment ist bei einer Länge des Versuchsrotorblattes von 8 m für eine sehr gute Nachbildung des Biegemomentenverlaufs bereits ausreichend (siehe Abschnitt 2.3.1).

6.2 Möglichkeiten der Schadensidentifikation

Ein CMS ist für Rotorblätter insbesondere im Offshore-Einsatz unbedingt empfehlenswert. Zum einen kann das CMS dabei einen sicheren Betrieb der WEA sicherstellen. Zum anderen lassen sich entstehende Schäden rechtzeitig detektieren, so daß unter Umständen durch eine frühzeitige Wartung sowohl der kostenintensive Austausch eines Bauteils verhindert als auch eine notwendige Reparatur in windarme Zeiten verlegt werden kann. Dadurch sind die Kosten für eine Investition in ein CMS oftmals innerhalb weniger Jahre amortisiert, was vor allem für Offshore-WEA gilt [Sök06, Hol06, Tho09]. Zudem verlangen Versicherer von den WEA-Betreibern in der Regel CMS oder Sichtprüfungen in zeitlich kurzen Intervallen für wartungsintensive bzw. ausfallgefährdete Bauteile wie Getriebe oder Rotorblätter.

Für den Aufbau eines CMS zur Schadensidentifikation an Rotorblättern bestehen verschiedene Möglichkeiten und Konzepte. Dabei stellt insbesondere die Überwachung der Dehnungen und der Eigenfrequenzen eine sichere Möglichkeit dar, ein Überwachungssystem zu realisieren. Für eine Bewertung werden die Ergebnisse der numerischen Betrachtungen der Verzerrungen und der Eigenfrequenzen mit den experimentell ermittelten Ergebnissen am Versuchsrotorblatt verglichen.

6.2.1 Analyse der Dehnungsmessungen

Die Dehnungen werden sowohl im Originalrotorblatt als auch im Versuchsrotorblatt mittels strukturintegrierter FBG-Sensorik in den Gurten gemessen. Zusätzlich werden die Dehnungen über das FEM-Modell numerisch bestimmt. Um Aussagen über die Detektierbarkeit von Schäden über die FBG-Sensorik treffen zu können, ist ein Vergleich der Dehnungen im Versuchsrotorblatt ohne Schaden und mit Schäden notwendig. In Abbildung 6.4 ist ein Vergleich der mittels der statischen FEM-Analyse berechneten Dehnungen der Vorder- und Hinterkantengurte der Druckseite bei 50a-Böenlast ohne Schaden und mit beiden künstlichen Schäden (Längsriß der Blatthinterkante und Querriß in der Blattschale zwischen den Gurten) und die Simulation des verformten Rotorblattes dargestellt.

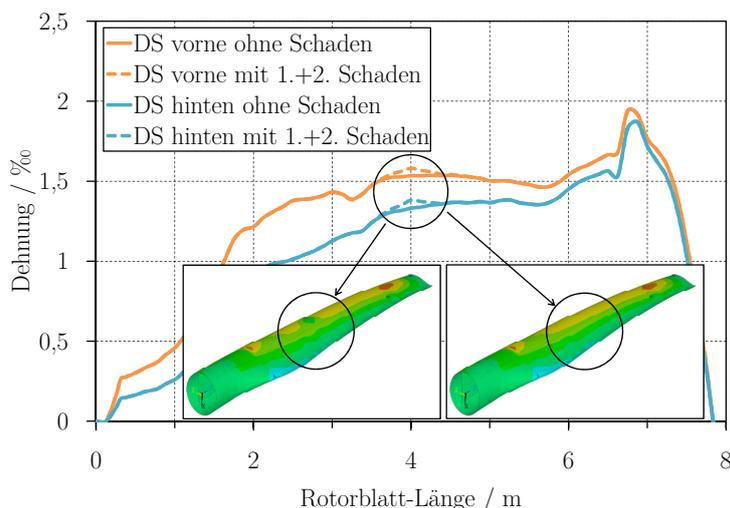


Abbildung 6.4: Vergleich der berechneten Dehnungen der Vorder- und Hinterkantengurte der Druckseite des Versuchsrotorblattes bei 50a-Böenlast ohne Schaden und mit beiden Schäden

Nach Einbringung beider künstlicher Schäden ist eine lokal begrenzte und signifikante Dehnungszunahme im FEM-Modell zu beobachten. Diese Dehnungszunahme ist sowohl bei Nennlast als auch wie dargestellt bei 50a-Böenlast zu beobachten (siehe auch Abschnitt 4.5). Eine lokal

begrenzte Veränderung ist ebenfalls über eine Darstellung der Eigenformen vor und nach beiden Schäden zu beobachten. Auf die Darstellung der Dehnungen mit dem ersten künstlichen Schaden (nur Längsriß der Blatthinterkante) wird verzichtet, da dieser Schaden über die Dehnungen der Gurte nicht sicher detektierbar ist. Eine globale Veränderung des Dehnungsniveaus ist nicht festzustellen.

Die FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes bestätigt die Möglichkeit, lokal begrenzt Veränderungen eines Versuchsrotorblattes bei geeigneter Applikation von FBG-Sensoren zu detektieren. Mit Hilfe eines FEM-Modells ist es möglich, die Sensorverteilung entsprechend zu gestalten. Globale Veränderungen der Dehnungen des Rotorblattes im Betrieb sind den Ergebnissen zufolge nicht zu erwarten. Der Anstieg der Dehnungen im FEM-Modell korreliert dabei auch mit den experimentell ermittelten Ergebnissen (siehe Abschnitt 5.3). Das FEM-Modell stellt somit in Kombination mit der Strukturintegration von FBG-Sensorik eine geeignete Möglichkeit dar, ein CMS zu realisieren.

6.2.2 FFT bei Lastkollektiv-Anregung

Über eine Fast-FOURIER-Transformation (FFT) von Dehnungs-Zeit-Verläufen ist es möglich, die mittleren Dehnungen in einem Lastkollektiv zu bestimmen. Durch die Einbringung von künstlichen Schäden kann deren Auswirkungen und Detektierbarkeit untersucht werden. Die Analyse der Meßdaten aus der ambienten Erregung und der Eigenfrequenzuntersuchungen erfolgt mit Hilfe von FFTs mit der Peak-Picking-Methode [He,01].

Bereits in Abschnitt 5.3 sind die lokale Veränderungen der Dehnungen aufgrund der beiden künstlichen Schäden dargestellt. Zudem zeigt auch die FEM-Analyse des Versuchsrotorblattes lokale Veränderungen nach Einbringung des zweiten Schadens. Für die Realisierung eines CMS ist jedoch eine Überprüfung des Sensorkonzepts im Lastkollektiv bei quasi-stochastischer Last, wie sie im Betrieb hauptsächlich aufgrund der Windlast in Schlaglast-Richtung auftritt, erforderlich.

Die Abbildung 6.5 zeigt die Mittelwerte aller Dehnungssensoren vor Beginn und nach Beendigung der Untersuchungen, die sich aus der FFT der einzelnen FBG-Sensoren ergeben. Für die Sensoren bei 6370 mm und 4580 mm im Hinterkantengurt der Druckseite liegen nach Einbringung des zweiten Schadens keine Informationen vor (siehe Abschnitt 5.3.1).

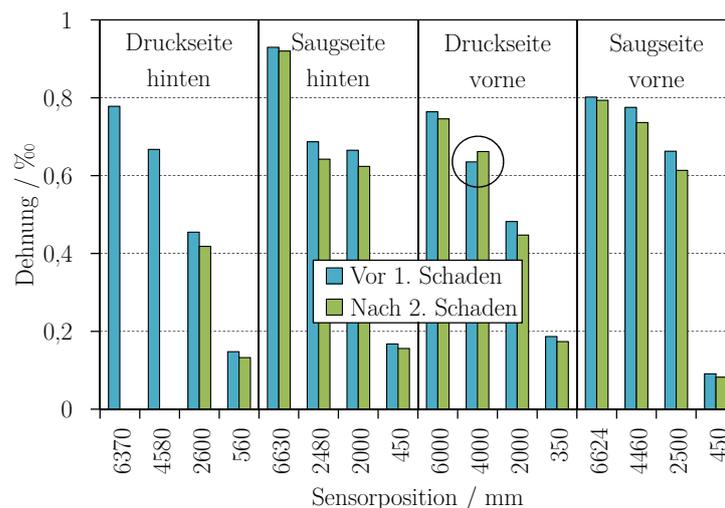


Abbildung 6.5: Vergleich der mittels FFT bestimmten mittleren Dehnungen je FBG-Sensor bei Lastkollektiv-anregung vor und nach Einbringung der künstlichen Bauteilschäden

Es ist zu erkennen, daß sich alle mittleren Dehnungen der FBG-Sensoren bis auf den FBG-Sensor bei 4000 mm auf der Druckseite vorne verringern. Die mittlere Dehnung dieses Sensors hin-

gegen vergrößert sich signifikant. Der zweite Schaden befindet sich in unmittelbarer Nähe dieses FBG-Sensors. Dieses Ergebnis lässt sich ebenfalls bei den Veränderungen des Dehnungsniveaus im Einstufen-Versuch bei 50a-Böenlast nach Einbringung des zweiten Schadens beobachten (siehe Abbildung 5.6). Auch die Untersuchungen an dem Tragflügelabschnitt eines Segelflugzeuges bestätigen die Beobachtung, daß bei FVW aufgrund von Lastumlagerungseffekten lokale Schäden nicht zwangsläufig zu Veränderungen der Gesamtsteifigkeit einer Struktur führen [Tra07].

Die Ergebnisse zeigen, daß die Überwachung eines Rotorblattes mittels Dehnungsmessungen bei Betriebslast unter realen Lastbedingungen möglich ist. Dafür ist eine hinreichende Sensordichte zu wählen, um lokale Dehnungsveränderungen zu detektieren. Durch Lastumlagerungseffekte tritt eine globale Dehnungsänderung bei den gewählten lokalen Schädigungen, die typisch für ein Initialereignis sind, nicht auf. Eine FFT kann auch bei stochastischer Anregung sicher lokal begrenzte Veränderungen detektieren.

6.2.3 Eigenfrequenzverschiebungen

Eigenfrequenzverschiebungen treten aufgrund von Steifigkeitsveränderungen auf, die als Folge von Schäden in der tragenden Struktur entstehen. Um Steifigkeitsveränderungen an Rotorblättern mittels einer Modalanalyse messen zu können, sind zunächst die Eigenfrequenzen im ungeschädigten Ausgangszustand zu bestimmen. Bei regelmäßig wiederkehrenden Messungen können Veränderungen festgestellt und ggf. über bereits bestehende Inspektionsverfahren weiter beobachtet werden (siehe auch Abschnitt 1.1).

Insgesamt werden am Versuchsrotorblatt vier Schwingungsanalysen durchgeführt (siehe Tabelle 5.1). In der numerischen Berechnung werden die realen Lagerungs- und Randbedingungen des Versuchsrotorblattes am Gegenhebel ebenso berücksichtigt wie die Implementierung der künstlichen Bauteilschäden. Zudem wird die Tatsache, daß das Versuchsrotorblatt Fertigungsungenauigkeiten aufweist (Dicke der Klebfugen zwischen den Gurten und der Blattschale auf der Druckseite, siehe Abbildung 4.5), durch Steifigkeits- und Massen Anpassungen im Modell berücksichtigt. In Tabelle 6.1 sind die ersten vier gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen des Versuchsrotorblattes mit Angabe der zugeordneten Hauptrichtung dargestellt. Die Bestimmung der Hauptrichtung erfolgt über die Eigenformanalyse. Dazu wird die größte normierte Amplitude der Eigenform an drei Referenz-Punkten als Hauptschwingrichtung definiert (siehe Abschnitt 4.4 und 5.5).

Tabelle 6.1: Vergleich der ersten vier gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen des Versuchsrotorblattes mit Angabe der zugeordneten Hauptschwingrichtung

Nr.	Hauptrichtung	$f_{\text{ohne Schaden}} / \text{Hz}$	$f_{1. \text{ Schaden}} / \text{Hz}$	$f_{1.+2. \text{ Schaden}} / \text{Hz}$
Messung über Geophone bei ambienter Anregung				
1	1. Schlag	8,18	8,18	8,18
2	1. Schwenk	10,50	10,50	10,38
3	2. Schlag	29,30	28,93	28,81
4	1. Torsion	32,59	32,59	31,94
Numerische Berechnung				
1	1. Schlag	7,77	7,77	7,55
2	1. Schwenk	9,73	9,73	9,03
3	2. Schlag	28,05	27,76	26,68
4	1. Torsion	36,75	36,32	35,34

Die ersten drei Eigenfrequenzen des Versuchsrotorblattes und des FEM-Modells (erste Eigenfrequenz in Schlaglast-Richtung, erste Eigenfrequenz in Schwenklast-Richtung und zweite Eigenfrequenz in Schlaglast-Richtung) weisen eine hohe Übereinstimmung auf. Die Auswirkung des ersten Schadens ist jeweils gering. Die zusätzliche Einbringung des zweiten Schadens bewirkt hingegen eine Verschiebung der zweiten Eigenfrequenz in Schlaglast-Richtung sowohl für die Messung um 0,49 Hz bzw. 1,7 % als auch für die numerische Berechnung um 1,37 Hz bzw. 5,1 %. Für höhere Eigenfrequenzen kann aufgrund von auftretenden Partialfrequenzen keine sichere Angabe der Hauptschwingrichtung erfolgen. Ein Vergleich der Veränderungen der Eigenformen aufgrund von Bauteilschäden ist in der numerischen Berechnung bereits in Abschnitt 4.4 dargestellt. Der Einfluß ist in der Nähe eines Schadens lokal begrenzt zu beobachten, die Auswirkungen sind jedoch gering. Um Aussagen über die Qualität der FEM-Analyse der Eigenformen zu treffen, ist in Abbildung 6.6 ein Vergleich der ersten und zweiten numerisch berechneten und gemessenen Eigenform des ungeschädigten Versuchsrotorblattes in Schlaglast-Richtung dargestellt. Dabei wird für die Darstellung der horizontalen und vertikalen Verschiebungen der Gurte die entsprechende Positionierung der Geophone gewählt (siehe auch Abschnitt 5.5.2).

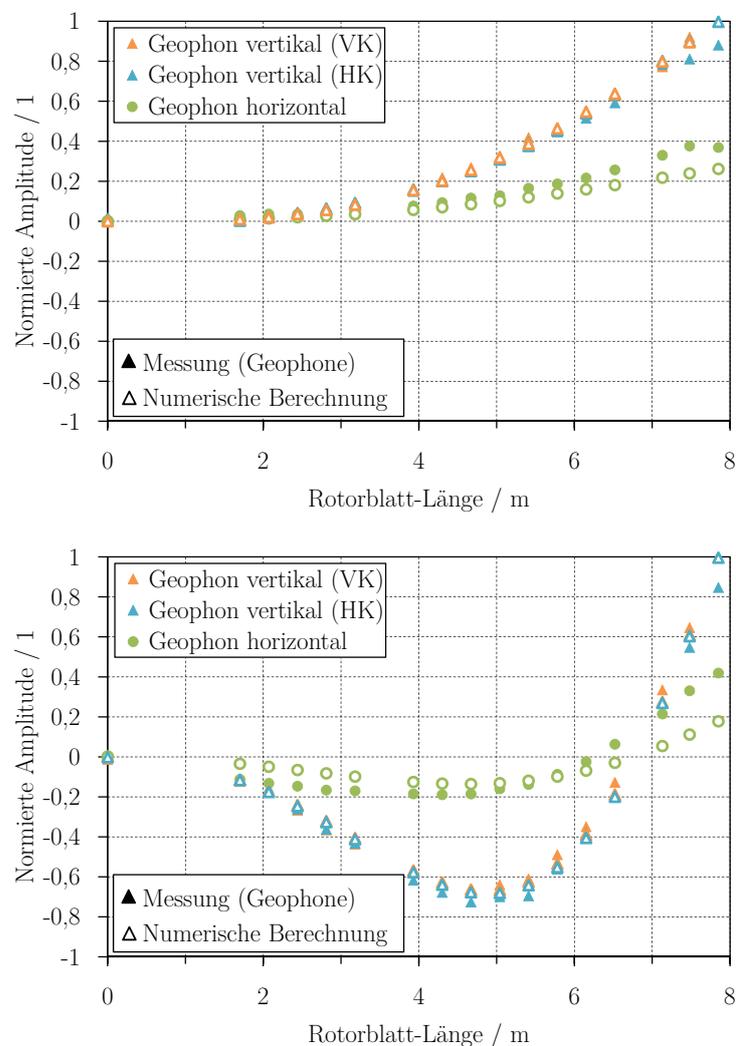


Abbildung 6.6: Vergleich der numerisch berechneten Eigenformen und der mittels Geophonen gemessenen Eigenformen des ungeschädigten Versuchsrotorblattes bei erster Eigenform in Schlaglast-Richtung (oben) und zweiter Eigenform in Schlaglast-Richtung (unten)

Es ist zu erkennen, daß die berechneten und gemessenen Amplitudenverläufe sowohl für die erste Eigenform in Schlaglast-Richtung als auch für die zweite sehr gut übereinstimmen. Aufgrund der Schränkung des Versuchsrotorblattes und der Tatsache, daß der Schubmittelpunkt und der Massenmittelpunkt in den einzelnen Profilschnitten nicht auf einer gemeinsamen elastischen Achse liegen, ist in beiden Eigenformen eine Kopplung der Lastrichtungen und somit ein Schwenklast-Anteil zu beobachten (siehe auch Abschnitt 4.4). Dieser Einfluß wird sowohl in der Messung als auch in der numerischen Berechnung sichtbar. Darüber hinaus fällt der Steifigkeitssprung bei einer Rotorblatt-Länge von ca. 1,8m auf. Ab dieser Position beginnen die Triaxial-Verstärkungslagen in Richtung Rotorblatt-Anschluß stufenförmig zuzunehmen (siehe auch Abbildung 2.10). Der Steifigkeitssprung wird ebenfalls sowohl in der Messung als auch in der Simulation deutlich.

Um eine quantitative Bewertung des Vergleichs zwischen den numerisch berechneten und mittels Geophonen gemessenen Eigenformen vornehmen zu können, wird das Modal Assurance Criterion (MAC) herangezogen. Das MAC-Kriterium ist eine wichtige Kennzahl für den Vergleich zweier Modalmatrizen Φ_A und Φ_B . Die Ähnlichkeit zweier Vektoren $\varphi_{A,i}$ und $\varphi_{B,j}$ lässt sich durch den von beiden Vektoren eingeschlossenen Winkel interpretieren. Das MAC-Kriterium berechnet das Quadrat des Kosinus des Winkels und kann somit Werte zwischen Null und Eins annehmen. Für alle verfügbaren Eigenvektoren bilden die MAC-Werte eine sog. MAC-Matrix [Kra11]:

$$MAC_{AB,ij} = \frac{\left(\varphi_{A,i}^T \varphi_{B,j}\right)^2}{\left(\varphi_{A,i}^T \varphi_{A,i}\right) \left(\varphi_{B,j}^T \varphi_{B,j}\right)} \quad (6.1)$$

Parallele Eigenvektoren führen zu einem MAC-Wert von Eins, orthogonale Eigenvektoren liefern hingegen den Wert Null. Somit liegt der MAC-Wert bei dem Vergleich von zwei Eigenformen für eine sehr gute Übereinstimmung nahe Eins [All80, All02]. Für die in Abschnitt 4.4 und 5.5.4 sowie im Anhang B und C dargestellten Eigenformen werden die in Tabelle 6.2 aufgeführten MAC-Werte berechnet.

Tabelle 6.2: MAC-Werte für den Vergleich der numerisch berechneten und gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes ohne Schaden, mit einem Schaden und mit beiden Schäden an ausgewählten Positionen

Zustand	Hauptrichtung	Vertikal VK MAC [%]	Vertikal HK MAC [%]	Horizontal Mitte MAC [%]
Ohne Schaden	1. Schlag	99,9	99,8	99,5
	2. Schlag	99,6	99,2	84,2
	1. Schwenk	99,1	99,0	99,8
	2. Schwenk	35,3	96,7	46,3
1. Schaden	1. Schlag	99,9	99,8	99,5
	2. Schlag	99,4	98,6	68,3
	1. Schwenk	99,3	99,1	99,8
	2. Schwenk	50,9	89,1	51,3
1. + 2. Schaden	1. Schlag	99,9	99,9	98,9
	2. Schlag	99,7	98,6	79,8
	1. Schwenk	96,9	98,0	99,9
	2. Schwenk	46,1	90,8	43,0

Für die ersten und zweiten Eigenformen in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung liegt eine sehr

gute Übereinstimmung zwischen numerischer Berechnung und Messung vor. Das MAC-Kriterium ergibt für die Vergleiche an den ausgewählten Positionen sowohl in vertikaler Richtung an der Vorder- und Hinterkante als auch in horizontaler Richtung in der Blattmitte Werte von nahezu 100 %. Dies ist aufgrund der Darstellung der Eigenformen zu erwarten. Das MAC-Kriterium liefert für den Vergleich der Eigenformen des Versuchsrotorblattes und des FEM-Modells mit einem Schaden bzw. mit beiden Schäden ebenfalls sehr gute Werte. Für die weiteren Eigenformen weist das MAC-Kriterium jedoch größere Abweichungen auf, da in höheren Eigenfrequenzen zunehmend Partialschwingungen auftreten und sich die Fertigungsungenauigkeiten in Eigenfrequenzdifferenzen auswirken.

Über eine wiederkehrende Messung der Eigenfrequenzen können Veränderungen in der Struktur des Rotorblattes sehr gut erkannt werden. Dabei ist es ausreichend, die ersten Eigenfrequenzen zu beobachten. Die Messung höherer Eigenfrequenzen hingegen eignet sich aufgrund des Auftretens von Partialschwingungen der Blattschale nicht für eine Zustandsüberwachung. Die numerisch berechneten und die experimentell ermittelten Eigenfrequenzen stimmen sowohl für die absoluten Werte als auch für die Veränderungen aufgrund der künstlichen Schäden sehr gut überein. Die sehr geringen Differenzen zwischen den Messungen und den numerischen Berechnungen sind auf die Fertigungsungenauigkeiten zurückzuführen, die nur teilweise in dem FEM-Modell durch Steifigkeits- und Massen Anpassungen berücksichtigt werden konnten. Das MAC-Kriterium kann für eine quantitative Bewertung der numerischen FEM-Berechnung herangezogen werden.

6.2.4 Identifikation der Lastanteile der Lastrichtungen

Eine Identifikation der Lastanteile für die Schlaglast- und Schwenklast-Richtung ist für die Bewertung von Schäden an Rotorblättern, die im Rahmen einer Dehnungsüberwachung erkannt werden, sehr wichtig. Nur durch eine Zuordnung der Lastanteile lassen sich Auswirkungen der Betriebslasten auf die Struktur präzise bewerten. Die Ergebnisse der Dehnungsmessungen zeigen die aus der Schlag- und Schwenklast überlagerten Dehnungen. Durch einachsige durchgeführte Vorversuche ist eine Identifikation der Lastanteile in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung möglich. In Abbildung 6.7 ist der Dehnungs-Zeit-Verlauf bei 50a-Böenlast im Einstufen-Versuch am Versuchsrotorblatt an einem ausgewählten FBG-Sensor dargestellt. Dabei sind die Dehnungsanteile für die Schlag- und Schwenklast sowie die Überlagerung beider Lastrichtungen getrennt dargestellt.

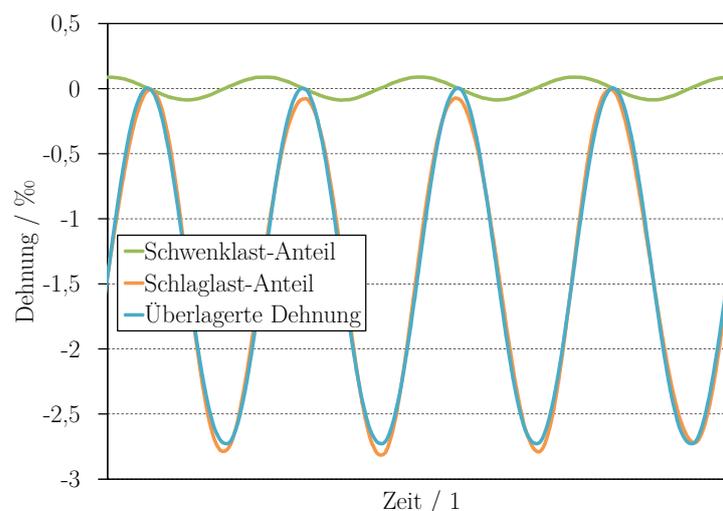


Abbildung 6.7: Dehnungs-Zeit-Verlauf bei 50a-Böenlast im Einstufen-Versuch mit Identifikation des Schlaglast- und Schwenklast-Anteils am Versuchsrotorblatt (FBG-Sensor bei 6630 mm im Hinterkantengurt der Saugseite)

Es ist zu erkennen, daß durch den im Vergleich zur Gesamtlast geringen Schwenklast-Anteil und durch die Phasenverschiebung von 90° nur eine geringe Veränderung der Minima und Maxima der Schlaglast hervorgerufen wird. Auch in dieser Abbildung wird der gegenüber der Schwenklast dominierende Charakter der Schlaglast ersichtlich. Da jedoch die 50a-Böenlast ein Extremlastfall ist, welcher in der Realität nur sehr selten vorkommt, ist die Lastidentifikation für die quasi-stochastische Anregung des Lastkollektives in Schlaglast-Richtung von besonderem Interesse.

Über eine Betriebsdauer von 20 Jahren entstehen in der Summe der Lastspielzahlen in Schlaglast- und Schwenklast-Richtung Unterschiede. Aufgrund der stochastischen Anregung durch böigen Wind in Schlaglast-Richtung ist zu erwarten, daß das Rotorblatt in dieser Richtung höhere Lastspielzahlen erfährt. Darüber hinaus erfolgt die größte Belastung des Rotorblattes ebenfalls in Schlaglast-Richtung (siehe Abschnitt 2.2). Während die ersten Eigenfrequenzen in Schlaglast- bzw. Schwenklast-Richtung bei dem 56,5 m langen Rotorblatt der WEA Multi-brid M 5000 bei 0,42 Hz bzw. 0,43 Hz liegen, so betragen die zweiten Eigenfrequenzen 1,80 Hz bzw. 2,51 Hz [Thö12]. Ziel der Lastzuordnung bei Betriebslast ist es daher, die Lastspielzahlen in den jeweiligen Lastrichtungen für Vergleichsrechnungen zu ermitteln, um daraus eine Schadenssumme über die Betriebsdauer berechnen zu können. In Abbildung 6.8 ist der Dehnungs-Zeit-Verlauf bei Lastkollektiv-Anregung am Versuchsrotorblatt an zwei FBG-Sensoren auf der Saugseite (6630 mm) und der Druckseite (4580 mm) dargestellt.

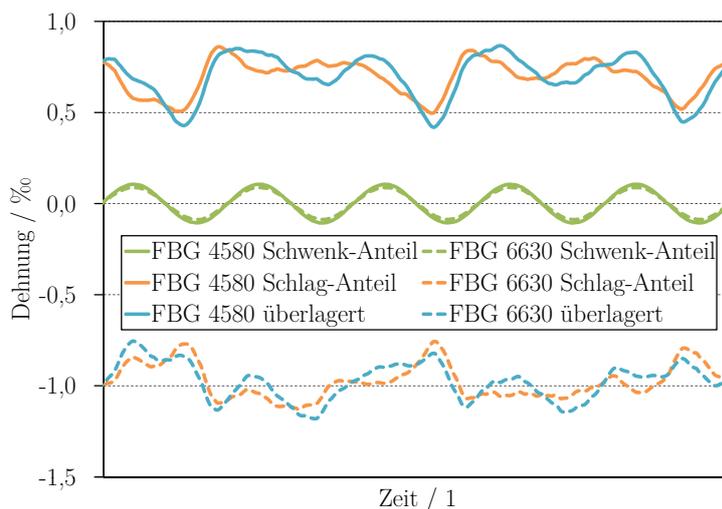


Abbildung 6.8: Dehnungs-Zeit-Verlauf bei Lastkollektiv-Anregung mit Identifikation des Schlaglast- und Schwenklast-Anteils am Versuchsrotorblatt an zwei ausgewählten FBG-Sensoren auf der Saugseite (FBG 6630 mm) und der Druckseite (FBG 4580 mm)

Auch für die Lastidentifikation bei Anregung im Lastkollektiv ergeben sich nur geringe Veränderungen der Extrema aufgrund der im Vergleich zum Schlaglast- deutlich geringeren Schwenklast-Anteile. Die Überlagerung der Schlaglast durch einen geringen Schwenklast-Anteil wird ebenso deutlich.

Insgesamt kann festgestellt werden, daß Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an Rotorblättern von WEA bei Analyse der äußeren Lasten und Kenntnis der inneren Werkstoffbeanspruchung an Bauteilen im verkleinerten Maßstab durchgeführt werden können. Dafür sind bei einer dem Originalbauteil äquivalenten Werkstoffbeanspruchung die Schlag- und Schwenklasten in Ein- und Mehrstufenversuchen über einen geeigneten Prüfstand in das Versuchsbauteil einzuleiten. Auswirkungen von Bauteilschäden können durch die Einbringung künstlicher Schäden untersucht werden. Ein CMS lässt sich durch Verwendung von FBG-Sensoren bei Applikation in den Gurtkanälen als sichere und zuverlässige Einbauorte realisieren. Die experimentellen Untersuchungen können über ein FEM-Modell mit numerischen Berechnungen verglichen werden. Die Ergebnis-

se der Dehnungsmessungen am Originalrotorblatt belegen durch die Schränkung eine Kopplung der Schlag- und Schwenklasten, wie sie auch im Versuchsrotorblatt auftreten. Die Einbringung künstlicher Risse bewirkt keine Veränderung der globalen Steifigkeit, durch das CMS ist jedoch eine lokal begrenzte Dehnungszunahme der sich in Schadensnähe befindenden Sensoren festzustellen. Eine Identifikation der Schlaglast- und Schwenklast-Anteile ist bei Durchführung von einachsigen Vorversuchen auch bei einer realitätsnahen, quasi-stochastischen Anregung im Lastkollektiv möglich. Die Modalanalyse zeigt eine gute Übereinstimmung der numerisch berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen, vor allem für die ersten drei Eigenfrequenzen. Die künstlichen Bauteilschäden verursachen eine signifikante Verschiebung der Eigenfrequenzen. Ein Vergleich der gemessenen und numerisch berechneten Eigenformen weist ebenfalls eine gute Übereinstimmung auf. Für die Zustandsüberwachung von Rotorblättern speziell im Offshore-Einsatz ist eine Kombination aus Dehnungs- und Eigenfrequenzmessung daher empfehlenswert.

7 Ausblick

Das in der vorliegenden Arbeit beschriebene Verfahren zur systematischen Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens von Rotorblättern für WEA im verkleinerten Maßstab besitzt das Potential, hinsichtlich der Optimierung der Struktur und des Materialeinsatzes in Zulassungsvorschriften zur Anwendung zu kommen. Um jedoch statistisch gesicherte Aussagen zu erhalten, sind die vorgestellten Untersuchungen über den Status der Machbarkeit hinaus zu erweitern. Dazu gehört insbesondere die Aufnahme von Reihenuntersuchungen an Rotorblättern desselben Typs, um beispielsweise Fertigungseinflüsse herauszufiltern und eine statistische Absicherung zu erreichen. Durch eine entsprechende Gestaltung des Rotorblatt-Anschlusses kann der Stellvertreter-Prüfstand für eine Vielzahl unterschiedlicher Rotorblätter verwendet werden. Die Realisierung der Lasteinleitung über Lasteinleitungsgestelle mit verschiebbaren Lasteinleitungspositionen ermöglicht eine hohe Variabilität.

Grundsätzlich können die Untersuchungen an verkleinerten Rotorblättern zu zwei verschiedenen Zwecken genutzt werden: Sie eignen sich sowohl zu herstellerseitig motivierten Forschungszwecken, beispielsweise zur Optimierung des Materialeinsatzes, als auch zu Untersuchungen im Rahmen einer Bauteilzulassung. Dabei eignen sich die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen unter Laborbedingungen auch für die Bewertung von sicherheitsrelevanten Überwachungssystemen wie CMS, die in naher Zukunft nicht nur reine Überwachungsaufgaben haben werden, sondern zusätzlich auch Einfluß auf die Betriebsführung einer WEA nehmen können. Im vorliegenden Fall kann somit beispielsweise experimentell die Sensordichte, d. h. der Abstand von Dehnungssensoren zueinander, optimiert werden. Auch die Detektion von potentiell kritischen Stellen kann auf diese Weise ermittelt werden und durch eine entsprechende Sensorik überwacht werden.

Für weiterführende Untersuchungen sind darüber hinaus komplexe Dehnungsuntersuchungen an einem Originalrotorblatt sinnvoll. Diese können mit FEM-Berechnungen verglichen werden, wodurch eine einfachere Größenskalierung eines Versuchsrotorblattes ermöglicht wird. Über bereits existierende Prüfstände für Rotorblätter im Originalmaßstab können vergleichende Untersuchungen, z.B. Schwingfestigkeitsversuche bei Einstufen-Last oder Untersuchungen des Eigenfrequenzverhaltens bei Schadenseinbringung, zwischen Rotorblättern im Originalmaßstab und Versuchsrotorblättern im verkleinerten Maßstab durchgeführt werden. Dazu gehört auch die Durchführung von Bruchlast- bzw. Restfestigkeitsversuchen im Rahmen einer Bauteilzulassung.

Für alle Untersuchungen gilt, daß umfangreiche Kenntnisse der realen Betriebslasten am Rotorblatt notwendig sind. Bei Vorlage dieser Daten können Stellvertreter-Versuche von Rotorblättern im verkleinerten Maßstab effizient und kostengünstig durchgeführt werden.

8 Zusammenfassung

Betriebsfestigkeitsuntersuchungen von Rotorblättern für WEA sind aufgrund der Größe der Bauteile aufwendig und teuer. Insbesondere die Größe aktueller und zukünftiger Rotorblattgenerationen und die damit einhergehenden Kräfte und Momente zur Lasteinleitung stellen große Herausforderungen an Prüfstände und die umgebende Peripherie dar. Für die Zulassung nach der Richtlinie des GL Wind wird nur ein statischer Sicherheitsnachweis gefordert. Vor allem der Einsatz unter Offshore-Bedingungen stellt für Rotorblätter große Herausforderungen hinsichtlich der Umgebungseinflüsse wie hohe Luftfeuchtigkeit oder salzhaltige Luft dar, weshalb CMS insbesondere für Offshore-Einsätze vermehrt etabliert werden. Dennoch sind Betriebsfestigkeitsuntersuchungen sowohl für Lebensdauer- und Strukturoptimierungen als auch zur Bewertung von CMS von großem Interesse, weshalb gegenwärtig Ein- und Mehrstufenversuche an Originalbauteilen durchgeführt werden.

Identifikation der Lastsituation an einem Originalrotorblatt

Ausgehend von den Herstellerangaben des Originalrotorblattes mit einer Länge von 56,5 m werden die äußeren auf das Blatt wirkenden Lasten unter Berücksichtigung des Eigengewichts und der aerodynamischen Umströmung berechnet. Dazu wird ein Modell vorgestellt, mit dessen Hilfe die Bestimmung der Druckverteilung am Profil für den Nennlastbereich der WEA erfolgt. Die Ergebnisse zeigen eine dominierende Belastung in Richtung der Anströmung (Out-of-plane- bzw. Schlaglast) und eine deutlich geringere Belastung durch die zur Energiegewinnung der WEA wirkenden Lasten (In-plane- bzw. Schwenklast). Auf den Lastannahmen basierend erfolgt die Bestimmung des inneren Spannungs- und Verzerrungszustandes für die einzelnen Strukturbauteile. Die UD-CFK-Gurte nehmen nahezu ausschließlich die Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung auf, die Stege die Schubspannungen aus den Querkräften und die Schale die Schubspannungen aus der Torsion. Die Normalspannungen in Rotorblatt-Längsrichtung aus der Biegebelastung in Schlaglast-Richtung stellen die größte Belastung des Rotorblattes dar, weshalb der Gewichtsanteil der CFK-Gurte an der Gesamtmasse bei über 50 % liegt. Eine Beulanalyse belegt einzig für die Vorderkante und Hinterkante der Blattschale sowie für die beiden Stege eine nennenswerte Beanspruchung. Dies resultiert aus den gegenüber der Sandwichdicke sehr großen Abmessungen der jeweiligen Strukturbauteile.

Entwicklung eines repräsentativen Versuchsrotorblatts

Das Versuchsrotorblatt wird auf Grundlage der Geometriedaten, der Materialdaten und des Laminataufbaus des Originalrotorblattes entwickelt. Für die Dimensionierung werden die äußeren Lasten unter Berücksichtigung der Anschlußsituation des Originalrotorblattes an der Nabe analysiert. Die aus der Einleitung von insgesamt sechs Einzellasten resultierenden Schnittlasten und insbesondere die Schnittmomente entsprechen sehr gut dem Originalrotorblatt, so daß insgesamt eine sehr gute Lastnachbildung erreicht wird. Für die Herstellung des 8 m langen Versuchsrotorblattes wird eine bereits existierende, 12 m lange Negativform eines Rotorblattes verwendet, wobei ausschließlich Original-Halbzeuge zum Einsatz kommen. Dabei wird berücksichtigt, daß das Ersatzmodell zur Vermeidung großer Steifigkeitssprünge aufgrund der hohen Flächengewichte der Faser-Halbzeuge nicht zu klein gewählt werden darf. Für den zu entwickelnden Laminataufbau des Versuchsrotorblattes wird als Auslegungsparameter die Lochleibungsspannung gewählt. Die

durch den Prüfstand in das Versuchsrotorblatt eingeleiteten Lasten werden derart dimensioniert, daß sich der erforderliche Spannungs- und Verzerrungszustand im Laminat einstellt. Somit kann für das Versuchsrotorblatt ein Laminat- und Fertigungsplan erstellt werden. Die Herstellung des Versuchsrotorblattes wird in Halbschalen-Sandwich-Bauweise realisiert, wobei der innere Aufbau mit zwei Stegen und vier Gurten dem des Originalrotorblattes entspricht. Die Anbindung an den Prüfstand erfolgt dem Originalrotorblatt entsprechend über einen IKEA-Anschluß.

Aufbau eines Stellvertreter-Prüfstandes

Für den Aufbau des Stellvertreter-Prüfstandes ist eine Lasteinleitung in zwei Achsen (Schlaglast- und Schwenklast-Richtung) notwendig. Vergleichende Berechnungen zeigen, daß der Biegemomentenverlauf des Originalrotorblattes bei Einleitung von jeweils drei Einzellasten pro Lastrichtung in Kombination mit der Erzeugung eines freien Momentes zur Erzeugung eines Sprungs im Querkraftverlauf sehr gut nachgebildet wird. Die Lasterzeugung erfolgt über jeweils einen Hydraulikzylinder pro Lastrichtung, was den steuerungstechnischen Aufwand begrenzt. Die Zylinder sind unabhängig voneinander regelbar. Zur Erzeugung definierter Kräfte an den Lasteinleitungspositionen werden Lasteinleitungsgestelle verwendet, wobei für die Schlaglast-Richtung zusätzlich das Verfahren der kinematischen Lastumkehr angewendet wird, um das Arbeitsvermögen des Hydraulikzylinders optimal ausnutzen zu können. Als Messtechnik kommen KMD an den Hydraulikzylindern, eine zusätzliche KMD am Lasteinleitungsgestell in Schlaglast-Richtung sowie DMS an den die Verbindung der Lasteinleitungsgestelle mit den Blattscheren herstellenden Koppelstangen zum Einsatz. Zur Durchführung von Eigenfrequenzuntersuchungen wird eine schnelle Demontierbarkeit der Lasteinleitungsgestelle und der Blattscheren berücksichtigt. Der Prüfstand erlaubt eine Lastbeaufschlagung des Versuchsrotorblattes bis zur zweifachen Bruchlast.

Strukturintegrierte Zustandsüberwachung

Die experimentellen Untersuchungen an den FBG-Sensoren belegen für die Anwendung bei FVW eine gute Eignung. Grund dafür ist sowohl die Möglichkeit zur Strukturintegration mit nur minimal-invasiven Störstellen als auch eine einfache Verlegung mit einer Vielzahl an FBG-Sensoren in einer einzelnen Sensorfaser. Die Untersuchungen zur Druckfestigkeit an Einzelfasern zeigen, daß eine Faservorspannung zur Messung von Druckdehnungen nicht notwendig ist. Die Stützwirkung der umgebenden Matrix ist ausreichend, um ein Ausknicken der Faser erfolgreich zu verhindern. Dies erleichtert eine Applikation im Rotorblatt erheblich, da nur noch die Notwendigkeit zur straffen und damit orientierten Verlegung besteht. Die im Vergleich zu FBG-Patches durchgeführten Dauerfestigkeitsuntersuchungen belegen eine signifikant höhere Lebensdauer, da die Funktionalität der Patches durch eine Delamination versagt. Die notwendige Temperaturkompensation läßt sich durch die freie Verlegung eines FBG-Sensors, der keine mechanische Belastung erfährt, realisieren. Somit ist, auch durch eine zusätzliche Sicherheit gegen Blitzeinschläge aufgrund des faseroptischen Meßprinzips, eine sehr gute Eignung von strukturintegrierten FBG-Sensoren als CMS für Rotorblätter gegeben.

FEM-Analyse der Verzerrungen, Eigenfrequenzen und Eigenmoden

Zur Simulation der experimentellen Untersuchungen wird das 8 m lange Versuchsrotorblatt in einem FEM-Modell nachgebildet. Dazu werden die Geometriedaten von 33 einzelnen Profilschnitten verwendet. Das Modell wird mit dem Elementtyp Ansys Shell 181 aufgebaut. Dabei handelt es sich um ein lineares Schalenelement, welches gegenüber Elementtypen mit quadratischer Ansatzfunktion deutlich schnellere Rechenzeiten liefert. Die realen Last-Lagerungs-Randbedingungen werden im Modell ebenso berücksichtigt wie die Fertigungsmängel des Versuchsrotorblattes. Durch die Einbringung künstlicher Bauteilschäden in das FEM-Modell in Form eines Längsrisse an der Blatthinterkante und eines Querrisses zwischen den lasttragenden Gurten werden die

Auswirkungen auf die Struktur und die Detektierbarkeit dieser Schäden über das CMS sowohl in statischen Simulationen als auch in Eigenfrequenzanalysen untersucht. Die Dehnungsinformationen werden an den Positionen bestimmt, an denen sich im Versuchsrotorblatt die FBG-Sensoren befinden. Die Ergebnisse der statischen Untersuchungen zeigen für die Nennlast eine maximale Randfaserdehnung von 0,11 % und für die 50a-Böenlast eine maximale Randfaserdehnung von 0,23 %, was mit der Berechnung des Versuchsrotorblattes sehr gut übereinstimmt. Der Querriss in der Blattschale ist über eine lokal begrenzte Dehnungsüberhöhung gut detektierbar. Auch bei der Eigenfrequenzanalyse macht sich die Verringerung der Steifigkeit aufgrund des Querrisses durch eine signifikante Verringerung der Eigenfrequenzen bemerkbar.

Betriebsfestigkeitsuntersuchungen

Die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen werden sowohl als Einstufenversuche bei Nennlast und 50a-Böenlast (maximale Randfaserdehnung 0,12 % bzw. 0,26 %) als auch in Lastkollektivanregung bei unabhängiger Regelung der Schlag- und Schwenklast in Weg-Regelung durchgeführt. Zusätzlich erfolgt mehrfach eine Modalanalyse bei frei aufgehängtem Versuchsrotorblatt in verschiedenen Stadien des Versuchsprogramms. Bei Einstufenbelastung mit 50a-Böenlast sind in dem Rotorblatt auf natürliche Weise keine Schäden entstanden. Aus diesem Grund werden nach 10.000 LW und weiteren 5.000 LW künstliche Bauteilschäden analog zur FEM-Analyse eingebracht. Veränderungen sind bei Nennlast nicht detektierbar. Bei 50a-Böenlast sind hingegen lokale Dehnungsüberhöhungen festzustellen. Diese lokal begrenzte Dehnungszunahme korreliert sehr gut mit den Ergebnissen der FEM-Berechnungen des Versuchsrotorblattes.

Detektion von Schäden im Betrieb

Für eine Überwachung von Rotorblättern im Betrieb und insbesondere unter Offshore-Bedingungen eignen sich verschiedene Verfahren. Über die Strukturintegration von FBG-Sensorik kann an den lasttragenden Strukturbauteilen bei entsprechender Sensordichte eine globale Dehnungsüberwachung erreicht werden. Schäden im Betrieb werden dann durch lokale Dehnungsüberhöhungen detektiert. Eine Modalanalyse des Rotorblattes kann durch Eigenfrequenzverschiebungen ebenfalls Strukturveränderungen feststellen. In beiden Fällen sind Referenz-Messungen des ungeschädigten Ausgangszustandes notwendig. Als sinnvoll wird eine Kombination beider Verfahren erachtet, um eine hohe Sicherheit der Bewertung und eine Redundanz für eine unabhängige Überwachung herzustellen.

Literaturverzeichnis

- [All80] ALLEMANG, RANDALL: *Investigation of some multiple input/output frequency response function experimental modal analysis techniques*. Dissertation, University of Cincinnati, Department of Mechanical Engineering, 1980.
- [All02] ALLEMANG, RANDALL: *The modal assurance criterion - twenty years of use and abuse*. In: *IMAC-XX, the 20th International Modal Analysis Conference, Los Angeles, CA*, 2002.
- [Ans07] ANSYS INC., Canonsburg, USA: *Documentation for Ansys*, Release 11.0 Auflage, 2007.
- [Bar98] BARZILAI, AARON; VAN ZANDT, TOM; KENNY, TOM: *Technique for Measurement of the Noise of a Sensor in the Presence of Large Background Signals*. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 07:235–244, 1998.
- [Bas07] BASAN, RICARDO: *Entwurf und Auslegung eines Ersatz-Rotorblattes für Betriebslastversuche*. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 2007.
- [Bat01] BATHE, KLAUS-JÜRGEN: *Finite-Element-Methoden*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2001.
- [Bet94] BETZ, ALBERT: *Wind-Energie und ihre Ausnutzung durch Windmühlen*. Ökobuch-Verlag, Staufen, 1994.
- [Bit02] BITTMANN, EVA: *Viel Wind um GFK - Werkstoffe und Verfahren im Rotorblattbau*. *Kunststoffe*, 92:119–124, 2002.
- [Bol01] BOLLER, CHRISTIAN: *Aircraft Residual Life Management Concepts and Related Smart Structures Technologies*. In: *Materialica, 4. Internationale Fachmesse für Werkstoffanwendungen in München, 1.-4. Oktober 2001*, 2001.
- [Bür11] BÜRKNER, FALKO; VAN WINGERDE, ARNO: *Testing of Rotor Blades*. In: *Eurodyn 2011, 8. International Conference on Structural Dynamics, Leuven, Belgium, 4.-6. July 2011*, 2011.
- [Bro05] BRONSTED, POVL; LILHOLT, HANS; LYSTRUP, AAGE: *Composite Materials for Wind Power Turbine Blades*. *Annual Review of Materials Research*, 35:505–538, 2005.
- [BSH] *Genehmigung von Offshore Windenergieparks*. Erhältlich online unter <http://www.bsh.de/de/meeresnutzung/wirtschaft/windparks/index.jsp>; aufgerufen am 30. März 2010.
- [Bun06] BUNDESANZEIGER 232A VOM 9. DEZEMBER 2006, Bekanntmachung des Bundesministeriums für Arbeit und Soziales, 15. September 2006: *Technische Regeln für Betriebssicherheit TRBS 1001 - Struktur und Anwendung der Technischen Regeln für Betriebssicherheit*, 2006.

- [Bus07] BUSMANN, HANS-GERD; KENSCHKE, CHRISTOPH; BERG-POLLACK, ANTJE; BÜRKNER, FALKO; SAYER, FLORIAN; WIEMANN, KRISTINA: *Testing of Rotor Blades*. Dewi Magazin, 30:5–9, 2007.
- [BWE] *BWE Folien-Sammlung*. Erhältlich online unter <http://www.wind-energie.de/de/materialien/folien-sammlung/>; aufgerufen am 14. August 2009.
- [Cai09] CAIRNS, DOUGLAS S.; PALMER, NATHAN; EHRESMAN, JON: *Low Cost Inspection for Improved Composite Wind Turbine Blade Reliability - Influence of Sensors on Composite Laminate Strength*. In: *17. ICCM-Jahrestagung 2009 in Edinburgh, 27.-31. Juli 2009*, 2009.
- [Cer12] CERBE, BURKHARD: *Wartung von Rotorblättern*. In: *4. Fachveranstaltung Rotorblätter von Windenergieanlagen, 19.-20. Juni 2012*, 2012.
- [Cou09] COURT, RICHARD S.; RIDLEY, SHONA; JONES, HARRY; BONNET, PAUL A.; DUTTON, GEOFF: *Fatigue Testing of Wind Turbine Blades with Computational Verification*. In: *17. ICCM-Jahrestagung 2009 in Edinburgh, 27.-31. Juli 2009*, 2009.
- [DIB04] DEUTSCHES INSTITUT FÜR BAUTECHNIK (DIBT), Berlin: *Richtlinie für Windenergieanlagen; Einwirkungs- und Standsicherheitsnachweise für Turm und Gründung*, 2004.
- [Dör07] DÖRSCH, CHRISTIAN; OHLENDORF, JAN H.; GEBAUER, INGO; MÜLLER, DIETER H.; WEIGEL, LARS: *Teilautomatisiertes Preforming zur Qualitätssicherung und Verkürzung von Fertigungszeiten bei der Herstellung von Rotorblättern von Windenergieanlagen*. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 38(11):915–921, 2007.
- [Ebe10] EBERT, CARSTEN; FRIEDMANN, HERBERT; HENKEL, FRITZ OTTO; FRANKENSTEIN, BERND; SCHUBERT, LARS: *Entwicklung eines modellgestützten Structural-Health-Monitoring-Systems zur Zustandsüberwachung von Rotorblättern*. In: *VDI-Tagung Schwingungen von Windenergieanlagen*, 2010.
- [Ehr99] EHRENSTEIN, GOTTFRIED W.: *Polymerwerkstoffe - Struktur, Eigenschaften, Anwendung*. Hanser-Fachbuchverlag, München, Wien, 2. Auflage Auflage, 1999.
- [Elk10] ELKMANN, NORBERT; FELSCH, TORSTEN; FÖRSTER, TILO: *Robot for Rotor Blade Inspection*. In: *1. International Conference on Applied Robotics for the Power Industry CARPI in Montreal, 5.-7. October 2010*, 2010.
- [End10] ENDER, CARSTEN: *Wind Energy Use in Germany - Status 31.12.2009*. Dewi Magazin, 36:28–41, 2010.
- [Gas09] GASCH, ROBERT; TWELE, JOCHEN: *Windkraftanlagen - Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. Verlag Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [GL107] GERMANISCHER LLOYD, Hamburg: *Richtlinie für die Zertifizierung von Condition Monitoring Systemen für Windenergieanlagen*, 2007.
- [GL210] GERMANISCHER LLOYD, Hamburg: *Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen*, 2010.
- [GL309] GERMANISCHER LLOYD, Hamburg: *Richtlinie für den Weiterbetrieb von Windenergieanlagen*, 2009.

- [Gra10] GRASSE, FABIAN; TRAPPE, VOLKER; HICKMANN, STEFAN; MEISTER, OCKE: *Life-time Assessment for GFRP-gliders Using a Representative Substructure*. International Journal of Fatigue, 32:94–99, 2010.
- [Gro04] GROTE, KARL-HEINRICH; FELDHUSEN, JÖRG: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 21. Auflage Auflage, 2004.
- [Grz09] GRZEMBA, BIRTHE: *Spannungs- und Verformungsanalyse eines Rotorblattes mit der Methode der Finiten Elemente unter Berücksichtigung der Versuchsbedingungen*. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, Institut für Mechanik, 2009.
- [Gue02] GUEMES, JESUS A.; MENENDEZ, JOSE M.: *Response of Bragg Greeting Fiber-optic Sensors when Embedded in Composite Laminates*. Composites Science and Technology, 62(7-8):959–966, 2002.
- [Hau08] HAU, ERICH: *Windkraftanlagen - Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2008.
- [Hau10] HAUS, JÖRG: *Optical Sensors*. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2010.
- [He,01] HE, JIMIN; FU, ZHI-FANG: *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann Verlag, Oxford, 2001.
- [Hol06] HOLSTEIN, WOLFGANG: *Health Monitoring bei Rotorblättern von Windenergieanlagen*. In: *6. Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung, 14.-15. November 2006*, 2006.
- [IEC98] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION, Genf: *Wind Turbine Generator Systems - Part 12: Wind Turbine Power Performance Testing (IEC61400-12)*, 1998.
- [IEC01] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION, Genf: *Wind Turbine Generator Systems - Part 23: Full-scale Structural Testing of Rotor Blades (IEC61400-23)*, 2001.
- [IEC05] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION, Genf: *Wind Turbine Generator Systems - Part 1: Design Requirements (IEC61400-1)*, 2005.
- [IWE] *Fraunhofer IWES Kompetenzzentrum Rotorblatt*. Erhältlich online unter <http://www.iwes.fraunhofer.de/de/labore/kompetenzzentrumrotorblatt.html>; aufgerufen am 5. August 2011.
- [J+09] JÜNGERT, ANNE et al.: *Zerstörungsfreie robotergestützte Untersuchung der Rotorblätter von Windenergieanlage mit Ultraschall und thermographie*. ZfP-Zeitung, 115:43–49, 2009.
- [Jes05] JESKE, TILL; VON HIRSCHHAUSEN, CHRISTIN: *Offshore Windenergie: Studie zur Rentabilität von Offshore-Windparks in der Deutschen Nord- und Ostsee*. Zeitschrift für Energiewirtschaft, 29:3–11, 2005.
- [JGK08] JÜNGERT, ANNE, CHRISTIAN GROSSE und MARKUS KRÜGER: *Inspektion der Rotorblätter von Windenergieanlagen mit akustischen Verfahren*. In: *DACH-Jahrestagung 2008 in St. Gallen, 28.-30. April 2008*, 2008.
- [Jün10] JÜNGERT, ANNE: *Untersuchung an GFK-Bauteilen mit akustischen Verfahren am Beispiel der Rotorblätter von Windenergieanlagen*. Dissertation, Institut für Werkstoffe im Bauwesen, Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart, 2010.

- [Keh03] KEHLENBACH, MICHAEL: *Integrierte Sensorik zur Schädigungserkennung in Faserverbundstrukturen für die Luftfahrt*. Shaker-Verlag, Aachen, 2003.
- [Ken09] KENSCHKE, CHRISTOPH W.: *Rotor Blade Competence Group becomes Rotor Blade Alliance*. Dewi Magazin, 35:6–10, 2009.
- [Kli02] KLINGER, FRIEDRICH: *UPSCAL - Beschreibung von Gesetzmäßigkeiten des Größenzuwachstums von Windkraftanlagen*. Technischer Bericht, Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes, 2002.
- [Kno08] KNOTHE, KLAUS; WESSELS, HERIBERT: *Finite Elemente*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2008.
- [Kra11] KRAEMER, PETER: *Schadensdiagnoseverfahren für die Zustandsüberwachung von Offshore-Windenergieanlagen*. Dissertation, Universität Siegen, Schriftenreihe der Arbeitsgruppe für Technische Mechanik im Institut für Mechatronik und Regelungstechnik - Mechatronik, 2011.
- [Kre08a] KREUDER, ANDREAS: *Dynamische Dehnungsmessung mit Faser-Bragg-Gittern*. VDM-Verlag, Saarbrücken, 2008.
- [Kre08b] KREUZER, MANFRED: *Dehnungsmessung mit Faser-Bragg-Gitter-Sensoren*. HBM, Darmstadt, 2008.
- [Kus09] KUSCHE, NADINE: *Experimentelle Untersuchung der Dehnungsmessung mit Faser-Bragg-Gitter-Sensoren an Faserverbundwerkstoffen*. Diplomarbeit, Beuth Hochschule für Technik Berlin, 2009.
- [Liu10] LIU, RONG-MEI; LIANG, DA-KAI: *Experimental study of carbon fiber reinforced plastic with embedded optical fibers*. Materials and Design, 31:994–998, 2010.
- [Mes08] MESCHKE, DIETER: *Optik, Licht und Laser*. Verlag Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [Mic94] MICHAELI, WALTER; HUYBRECHTS, DIRK; WEGENER, MARTIN: *Dimensionieren mit Faserverbundkunststoffen*. Hanser-Fachbuchverlag, München, Wien, 1994.
- [Möl11] MÖLLER, CHRISTOPH: *Zur Steigerung der faserparallelen Druckfestigkeit von CFK*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011.
- [Oth99] OTHONOS, ANDREAS; KALLI, KYRIACOS: *Fiber Bragg Gratings: Fundamentals and Applications in Telecommunications and Sensing*. Artech House, Boston London, 1999.
- [Pri07] PRIESER, MICHAEL; JOKISCH, SEBASTIAN: *Service für Rotorblätter: Qualität sichert den Ertrag*. Erneuerbare Energien, Seiten 34–36, 2007.
- [Rüc10] RÜCKER, WERNER; FRITZEN, CLAUS-PETER ET AL.: *Joint final report on the projects InnoNet 16INO326 and -327*. Technischer Bericht, BAM - University of Siegen, 2010. IMO-WIND Integrated System for Monitoring and Assessment of Offshore Wind Turbines.
- [RHV99] LUFTFAHRTBUNDESAMT, Braunschweig: *Richtlinien zur Führung des Nachweises für die Anerkennung von Harz-Faser-Verbundsystemen im Anwendungsbereich der Herstellung und Instandhaltung von Segelflugzeugen und Motorseglern (RHV)*, 1999.
- [Sch91] SCHWARZ, HANS-RUDOLF: *Methode der finiten Elemente*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1991.

- [Sch04] SCHÜRMAN, HELMUT: *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2004.
- [Sch06] SCHRÖDER, KERSTIN; ECKE, WOLFGANG; APITZ, JÖRG; LEMBKE, ELFRUN; LENSCHOW, GERHARD: *A Fibre Bragg Grating Sensor System Monitors Operational Load in a Wind Turbine Rotor Blade*. *Measurement Science and Technology*, 17:1167–1172, 2006.
- [Sch10] SCHLÜTER, VIVIEN: *Entwicklung eines experimentell gestützten Bewertungsverfahrens zur Optimierung und Charakterisierung der Dehnungsübertragung oberflächenapplizierter Faser-Bragg-Gitter-Sensoren*. Dissertation, BAM Dissertationsreihe, Band 56, 2010.
- [Sie] *Siemens SWT-6.0-154*. Erhältlich online unter http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/renewables/wind-power/6_MW_Brochure_Jan.2012.pdf; aufgerufen am 19. September 2012.
- [Sök06] SÖKER, HOLGER; BERG-POLLACK, ANTJE; KENSCHKE, CHRISTOPH: *Rotor Blade Monitoring - The Technical Essentials*. In: *8. Deutsche Windenergie-Konferenz in Bremen, 22.-23. November 2006*, 2006.
- [SSP] *Production of 80+ meter prototype blade*. Erhältlich online unter <http://www.ssptech.dk/nyheder.aspx?Action=1&NewsId=98&PID=357&Production+of+80++meter+prototype+blade>; aufgerufen am 30. Oktober 2012.
- [Sun99] SUNDARESAN, MANNUR J.; SCHULZ, MARK J.; GHOSHAL, ANINDYA: *Structural Health Monitoring - Static Test of a Wind Turbine Blade*. Technischer Bericht, NREL - National Renewable Energy Laboratory, 1999. Erhältlich online unter <http://www.osti.gov/bridge>; aufgerufen am 15. August 2009.
- [Thö12] THÖNS, SEBASTIAN; FABER, MICHAEL ET AL.: *Fatigue and serviceability limit state model basis for assessment of offshore wind energy converters*. *Journal of offshore mechanics and arctic engineering (JOMAE)*, 134(3), 2012.
- [Tho09] THOMAS, TORSTEN: *Schäden im Visier*. *Sonne Wind + Wärme*, Seiten 54–57, November 2009.
- [Tra07] TRAPPE, VOLKER: *Zustand und Festigkeit - Charakterisierung des Schädigungszustandes von Faserverbundwerkstoffen unter Betriebsbeanspruchung*. Abschlußbericht des Forschungsvorhabens, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen, 2007.
- [VDI06] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, Düsseldorf: *Richtlinie VDI 2014 Blatt 3 - Entwicklung von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbund (Berechnungen)*, 2006.
- [Wac03a] WACKER, GERD: *Requirements for the Certification of Rotor Blades*. In: *48th International SAMPE Technical Conference*, Band 48, Seiten 2694–2707, 2003.
- [Wac03b] WACKER, GERD; HAUSCHILDT, MICHAEL: *Klebverbindungen in Rotorblättern für Windenergieanlagen*. In: *VDI-Seminar "Kleben - Innovative Verbindungstechnik für die Industrie"*, 18.-19. November 2003, 2003.
- [Wie96a] WIEDEMANN, JOHANNES: *Leichtbau 1 - Elemente*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1996.

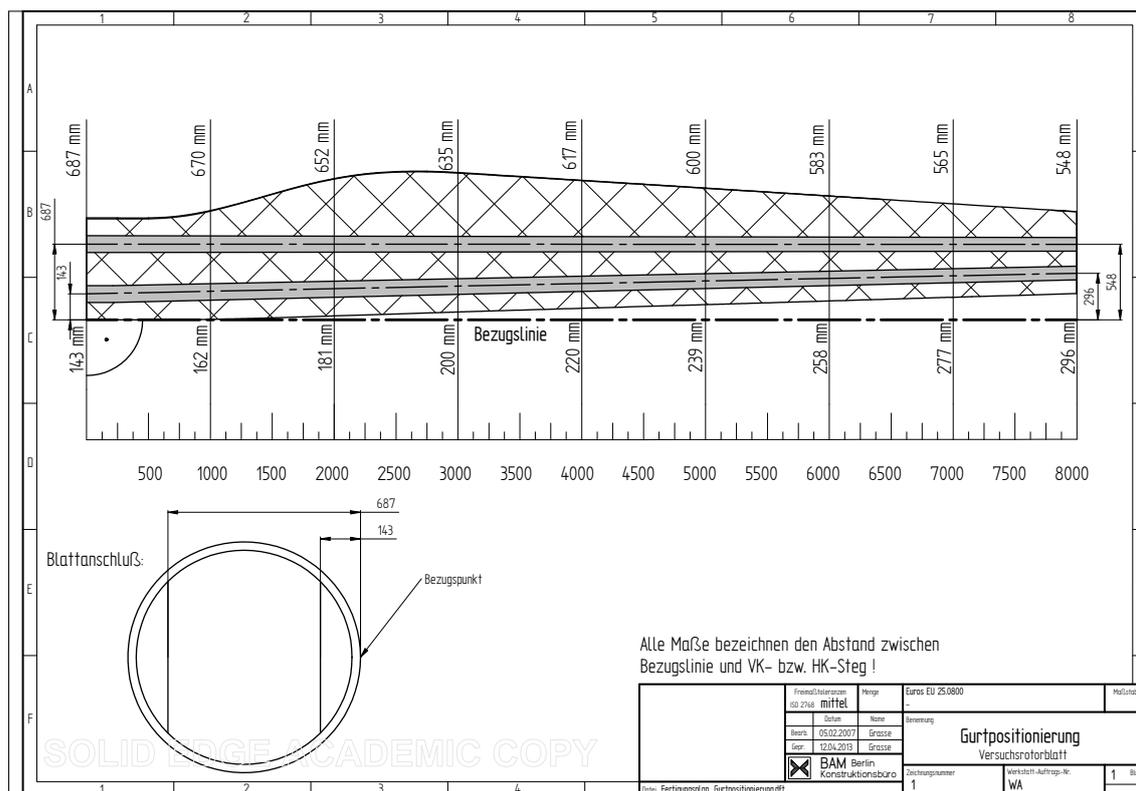
Literaturverzeichnis

- [Wie96b] WIEDEMANN, JOHANNES: *Leichtbau 2 - Konstruktion*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1996.
- [Win08] WINKLE, SABINA RITA: *Structural Health Monitoring*. Luft- und Raumfahrt, 03:44–45, 2008.
- [XFo] *XFoil*. Erhältlich online unter <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>; aufgerufen am 12. November 2012.
- [Zie04] ZIEGAHN, KARL-FRIEDRICH; SCHUBERT, HILTMAR; REICHERT, THOMAS; BRAUN-MILLER, ULRICH: *Lebensdauer von Windkraftanlagen - Überlegungen zur Umweltsimulation*. VFI - Der Versuchs- und Forschungsingenieur, 02:31–37, 2004.
- [Zie07] ZIEGMANN, GERHARD: *Mehr Leistung, geringeres Gewicht*. Kunststoffe, Seiten 106–115, April 2007.

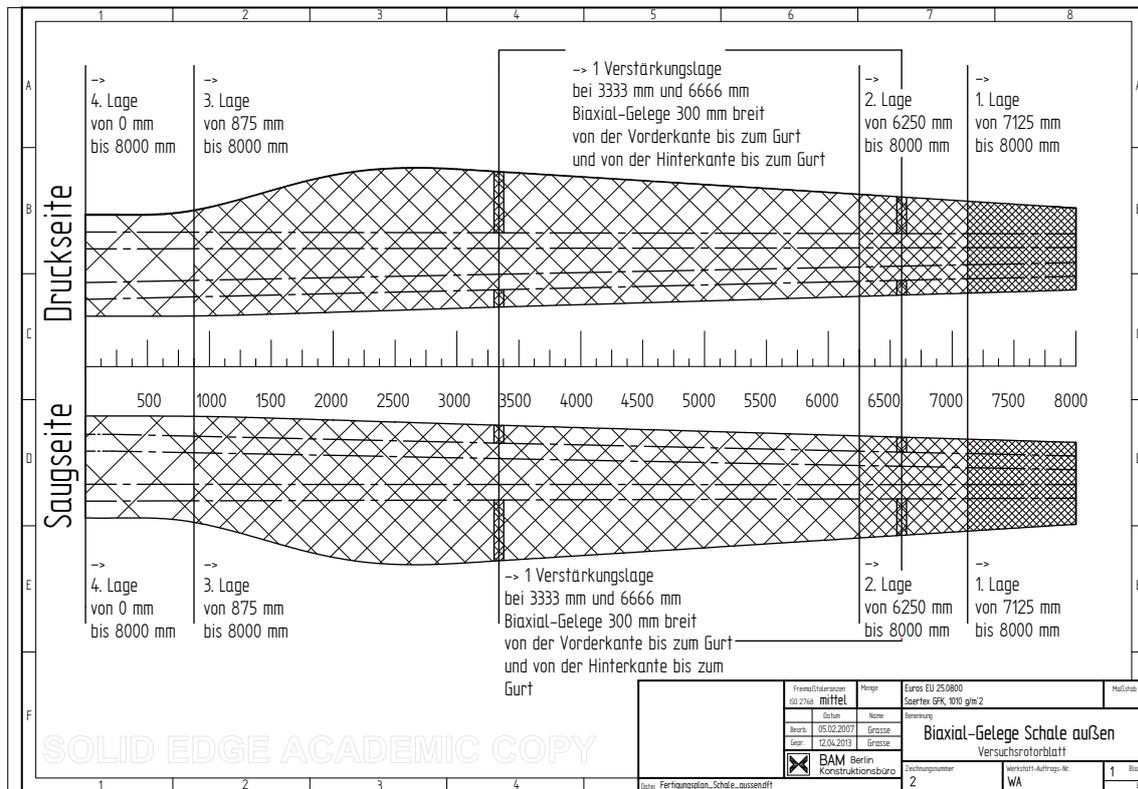
Anhang

A Fertigungsplan des Versuchsrotorblattes

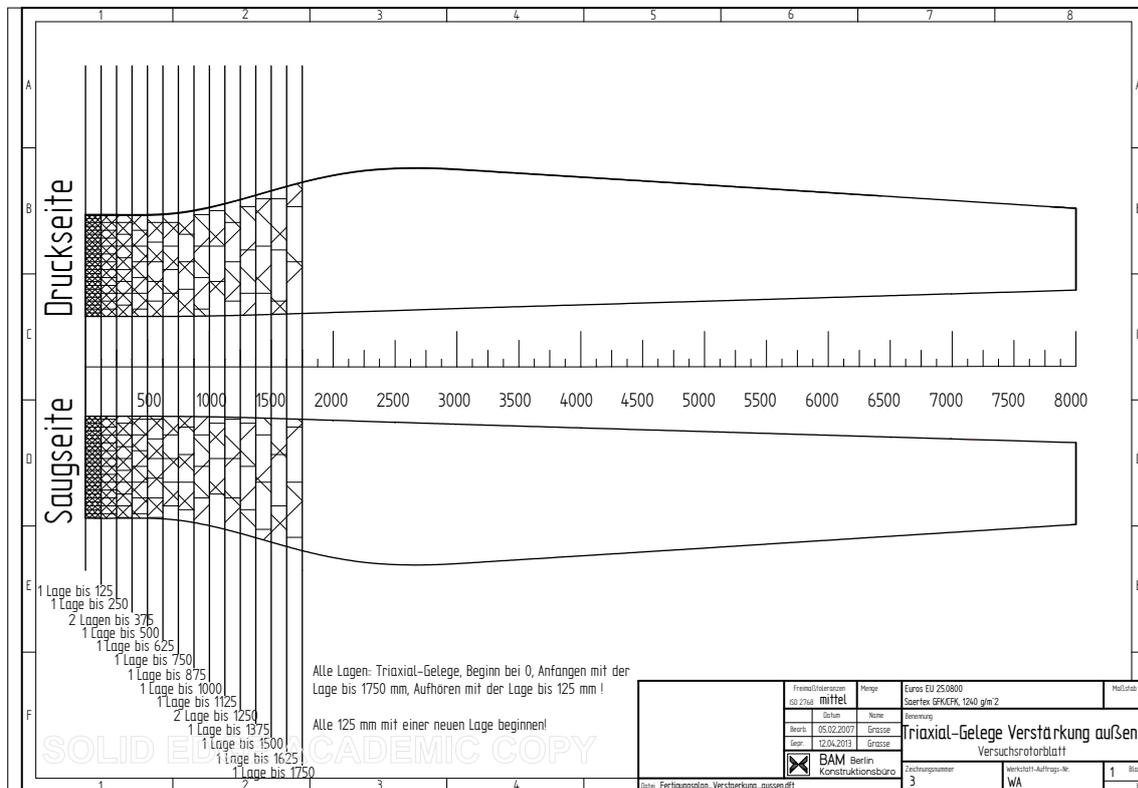
Positionierung der Gurte:



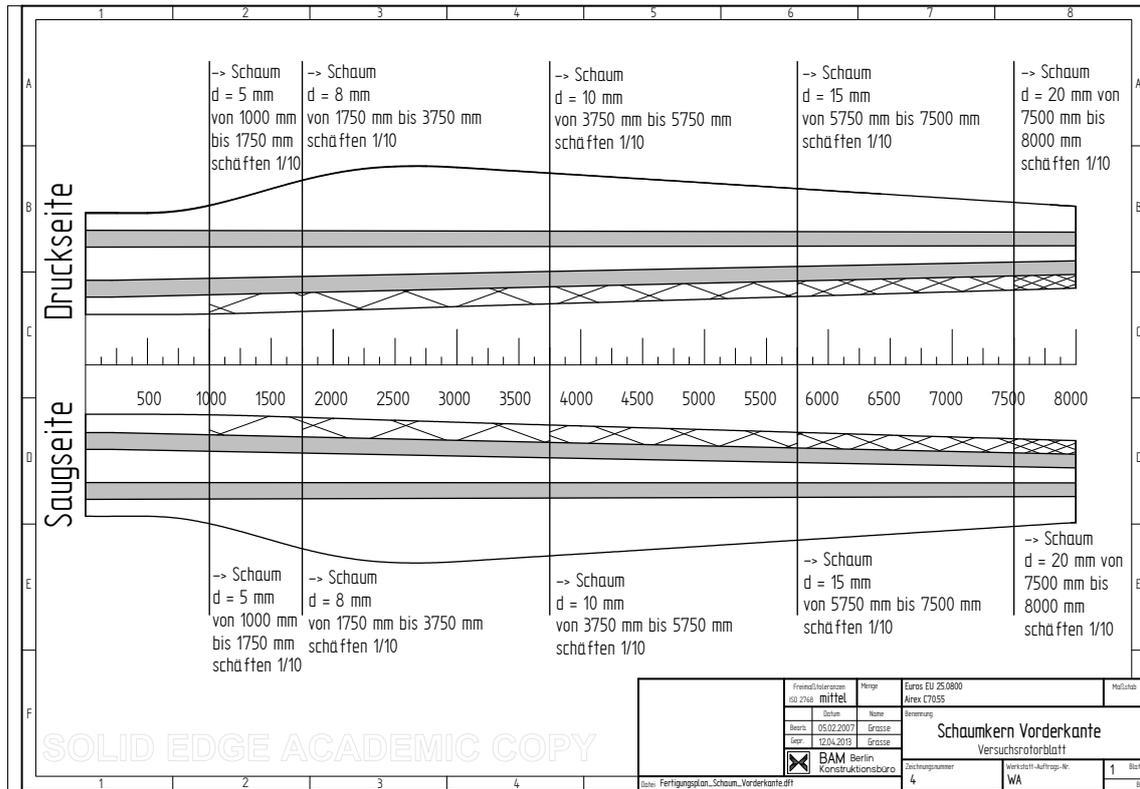
Biaxial-Gelege der Schale außen:



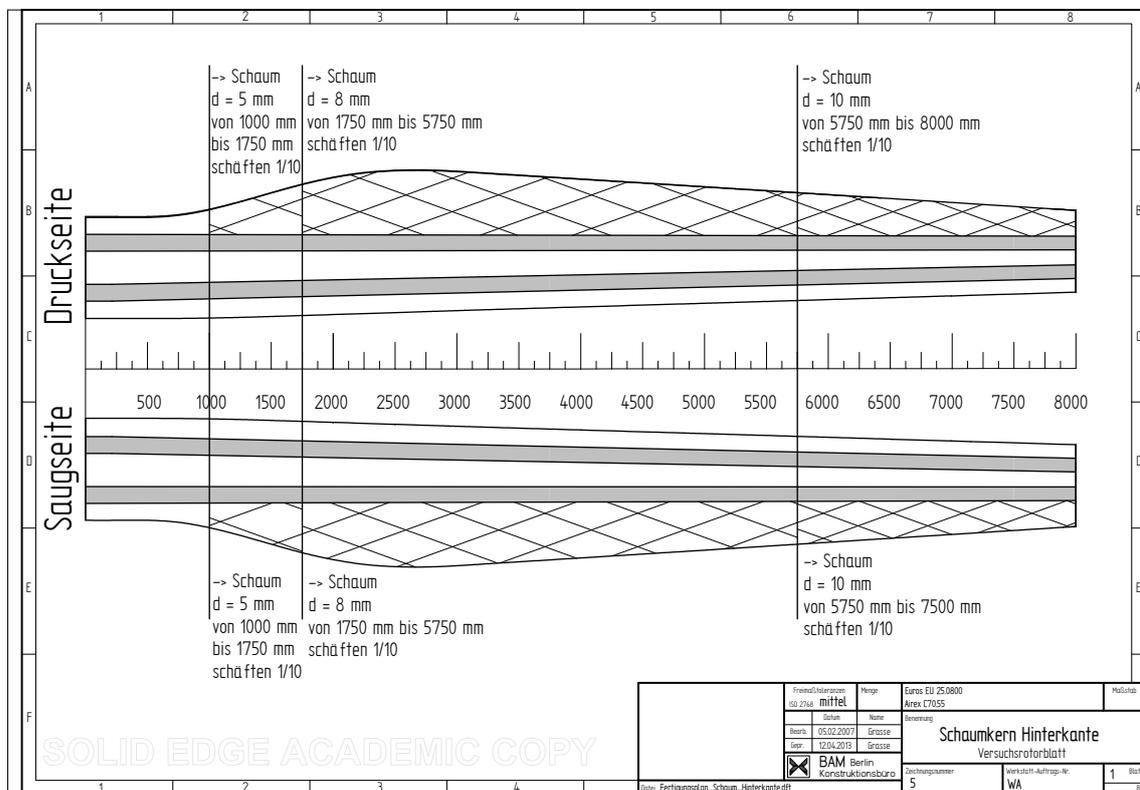
Triaxial-Gelege der Verstärkungslagen außen:



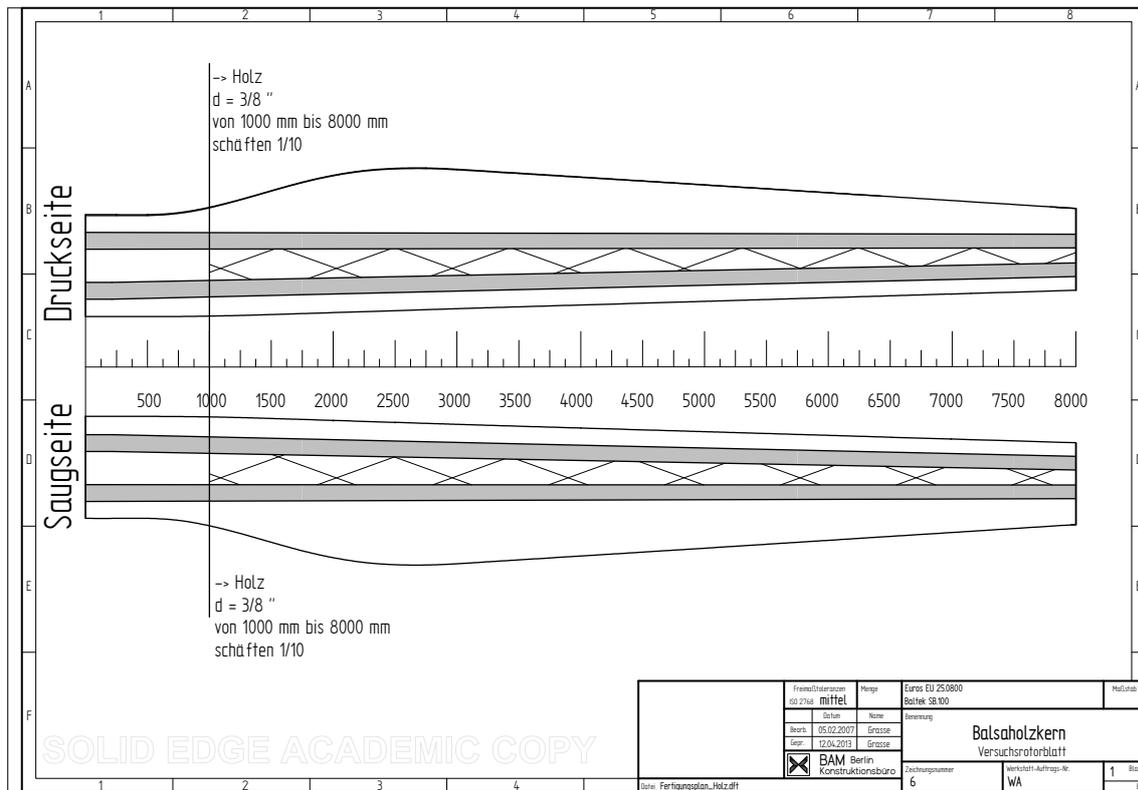
Kerndicken Schaum Vorderkante:



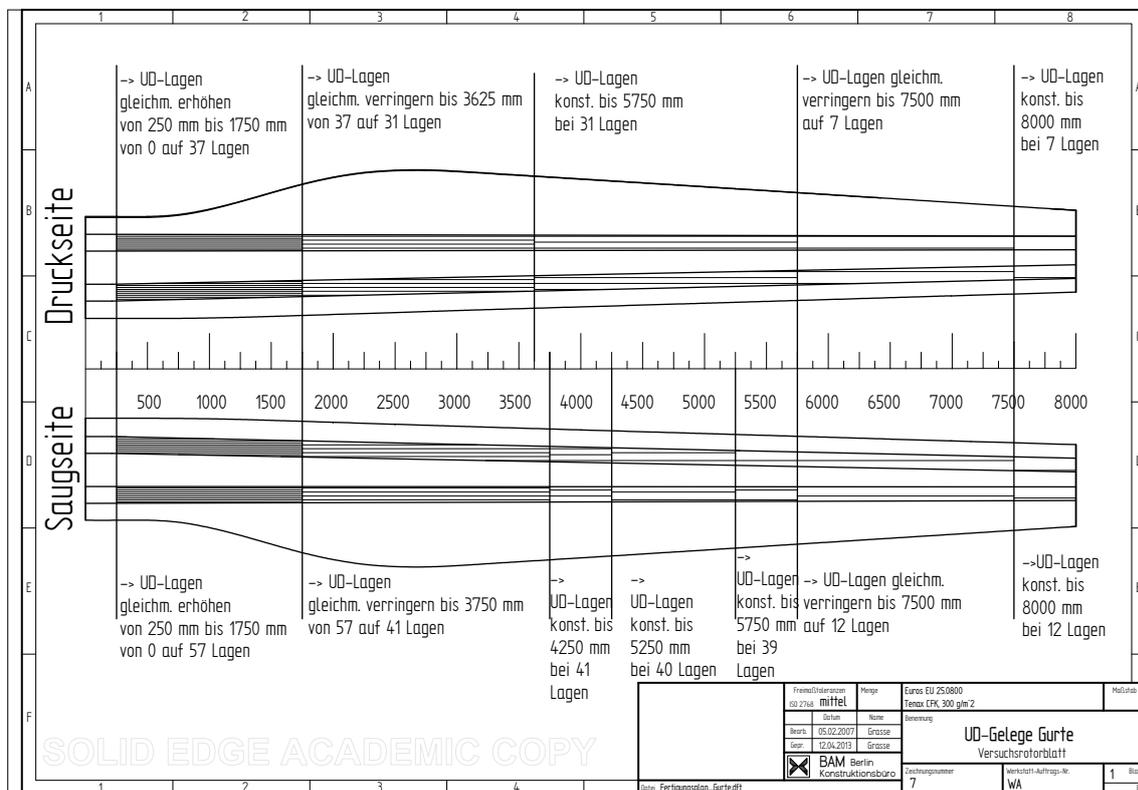
Kerndicken Schaum Hinterkante:



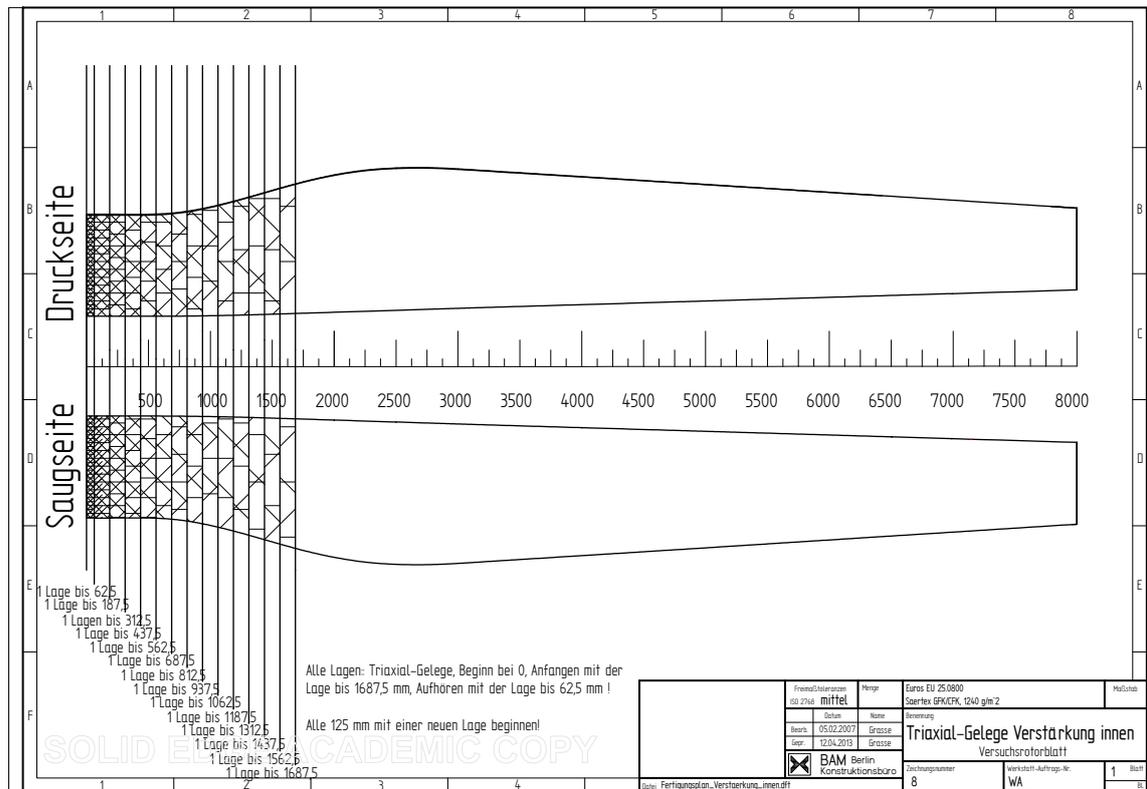
Kerndicken Holz:



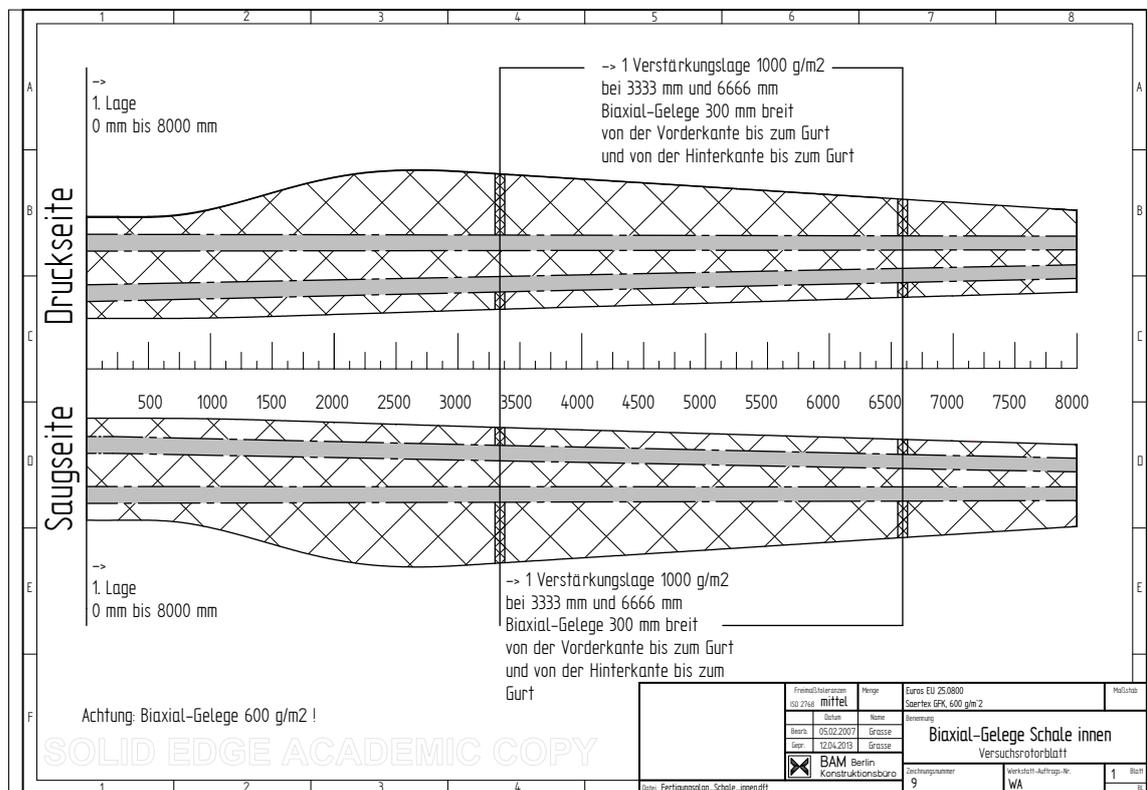
UD-Gelege der Gurte:



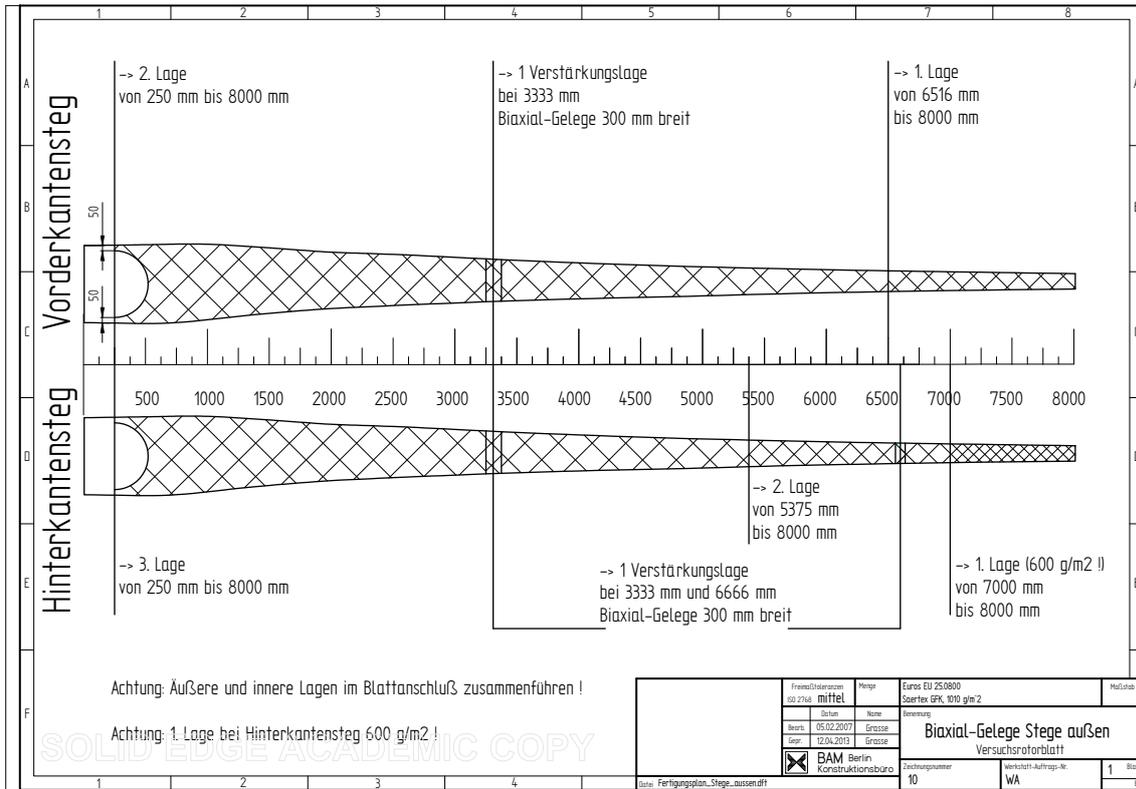
Triaxial-Gelege der Verstärkungslagen innen:



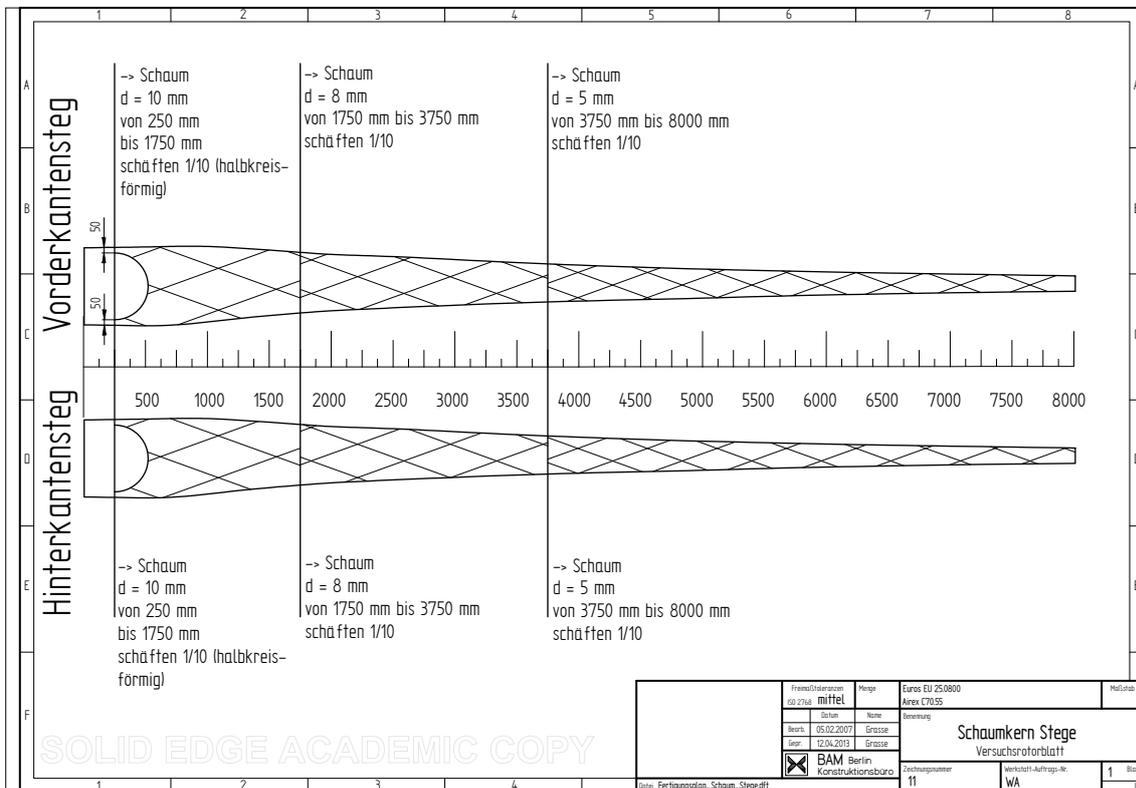
Biaxial-Gelege der Schale innen:



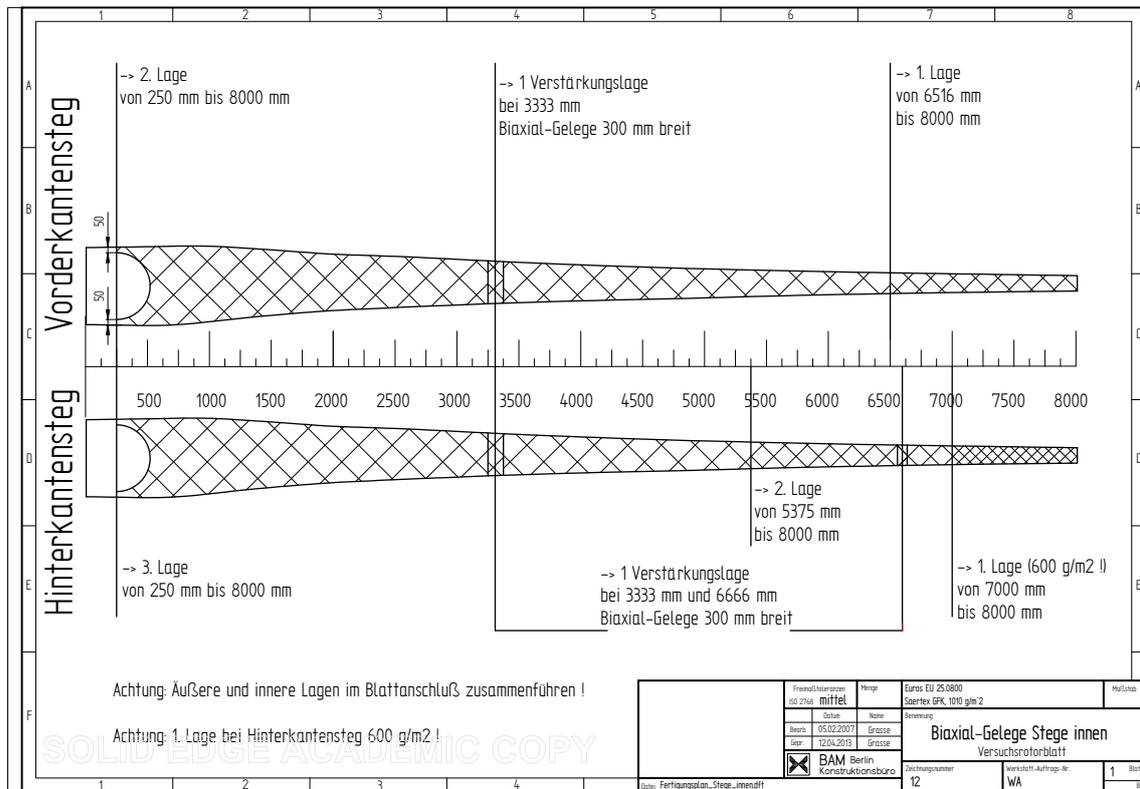
Biaxial-Gelege der Stege außen:



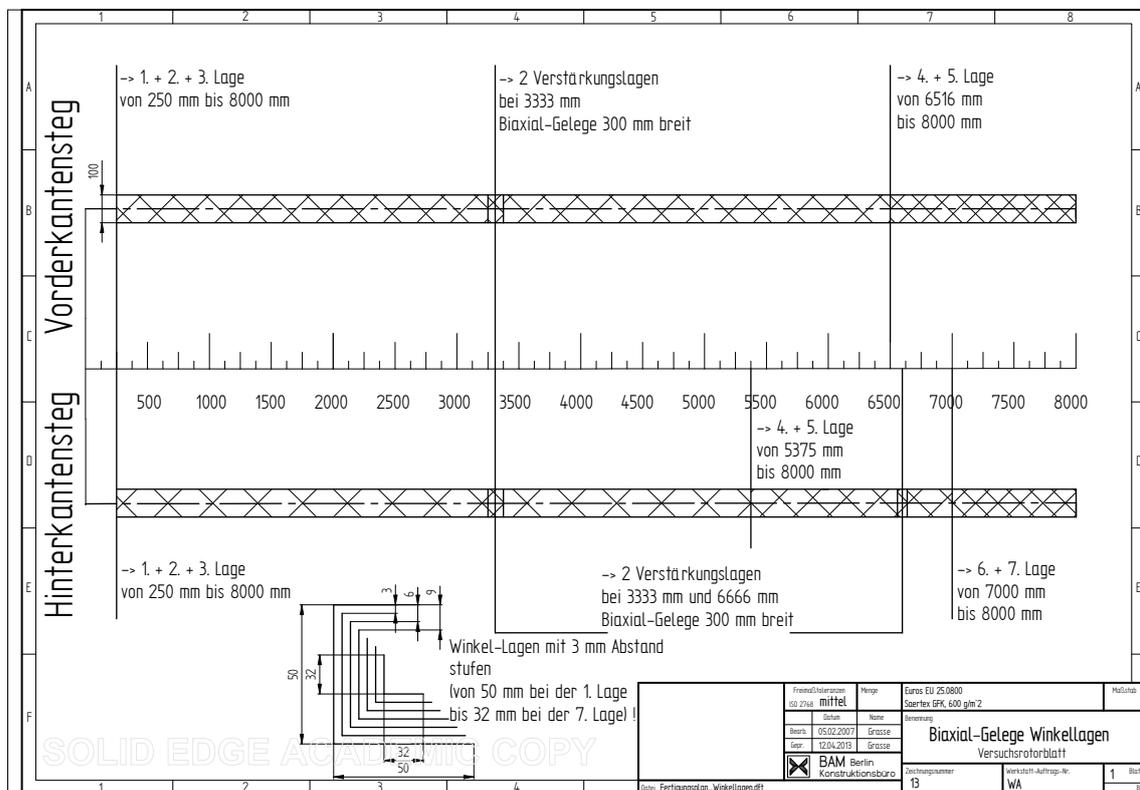
Kerndicken Schaum Stege:



Biaxial-Gelege der Stege innen:

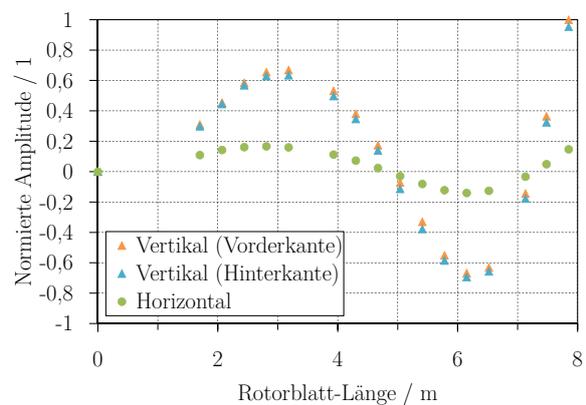
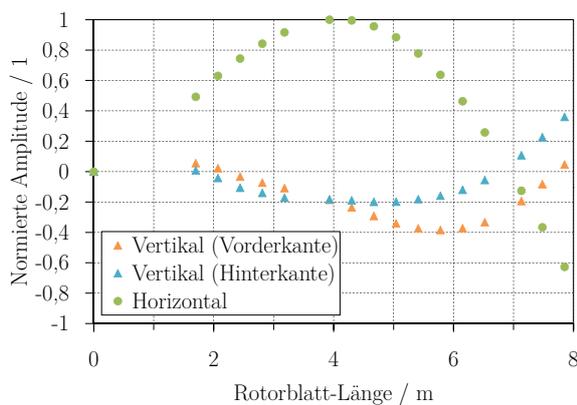
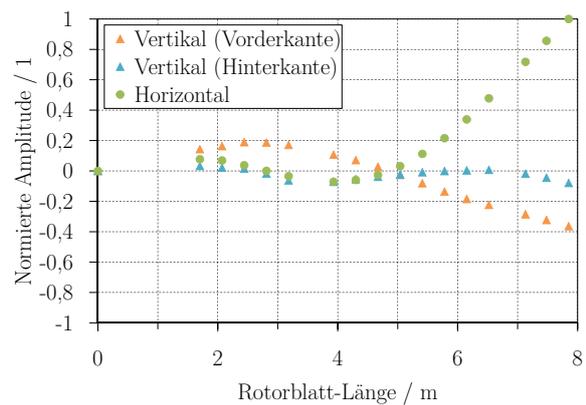
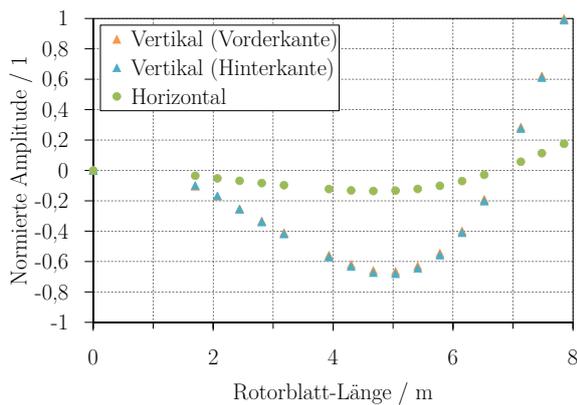
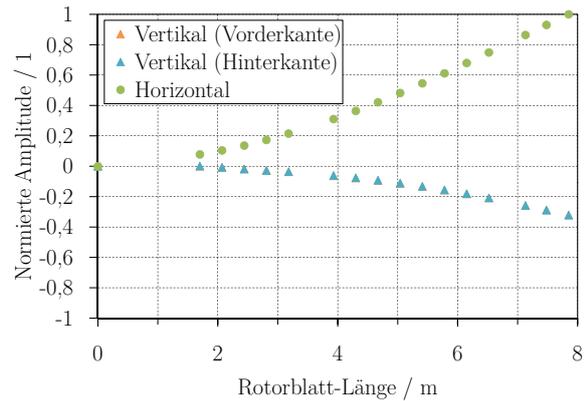
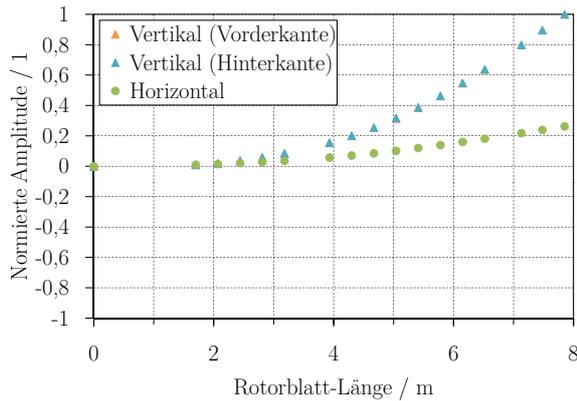


Biaxial-Gelege der Winkellagen:



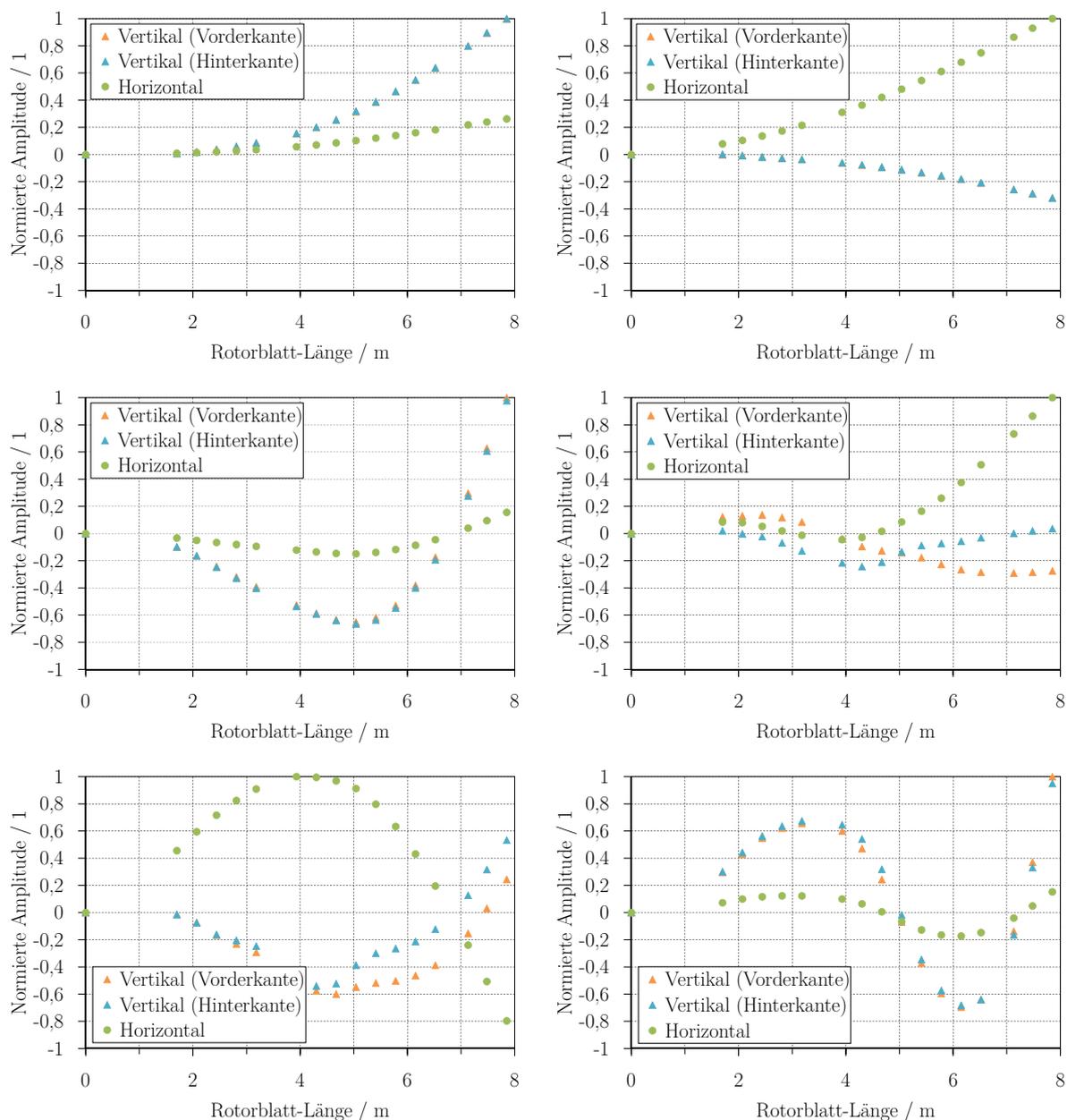
B Darstellung der numerisch berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells ohne künstliche Bauteilschäden an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten links 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:

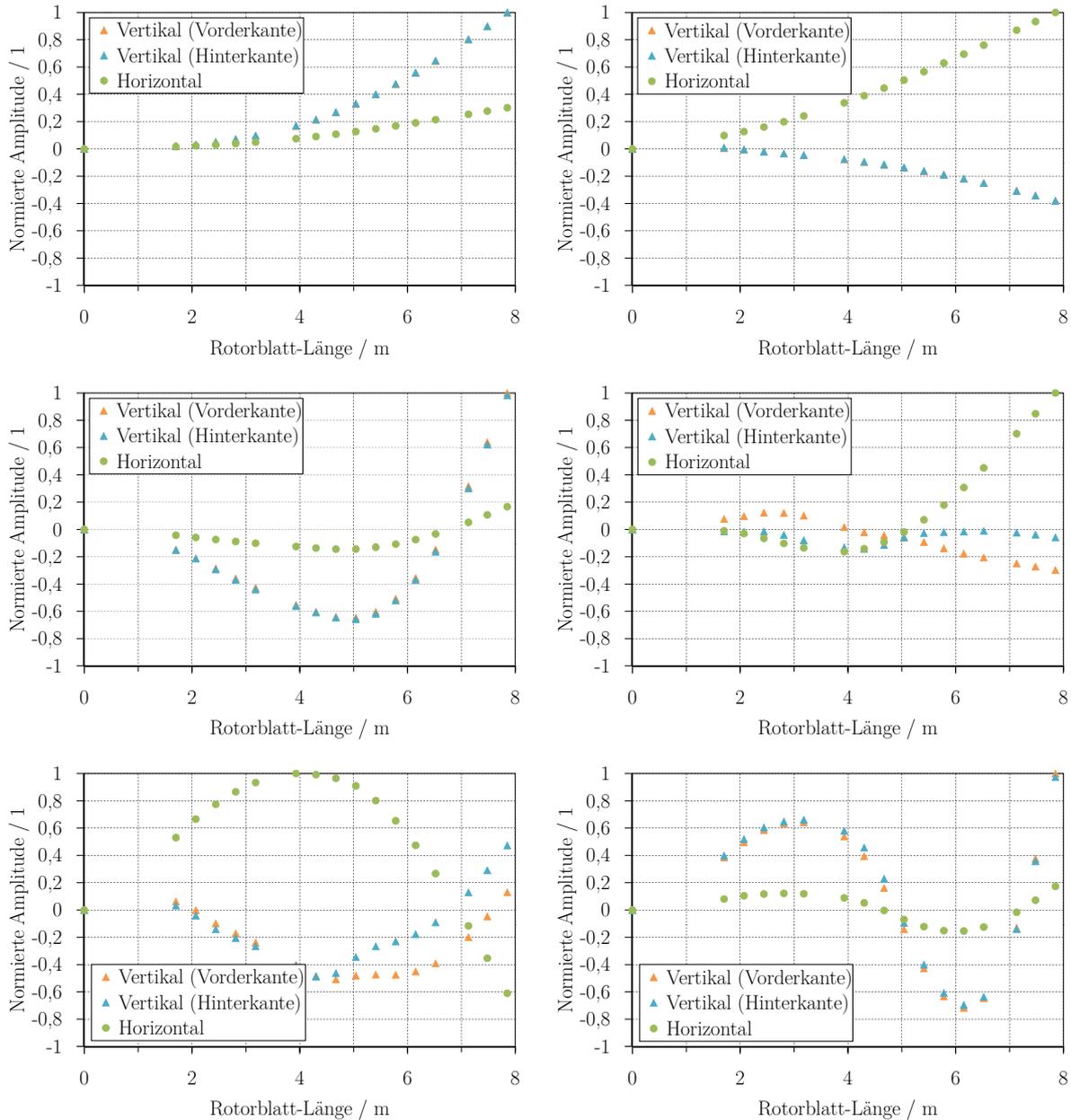


B Darstellung der numerisch berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells mit einem künstlichen Bauteilschaden (Längsriß in der Hinterkante) an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten links 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:

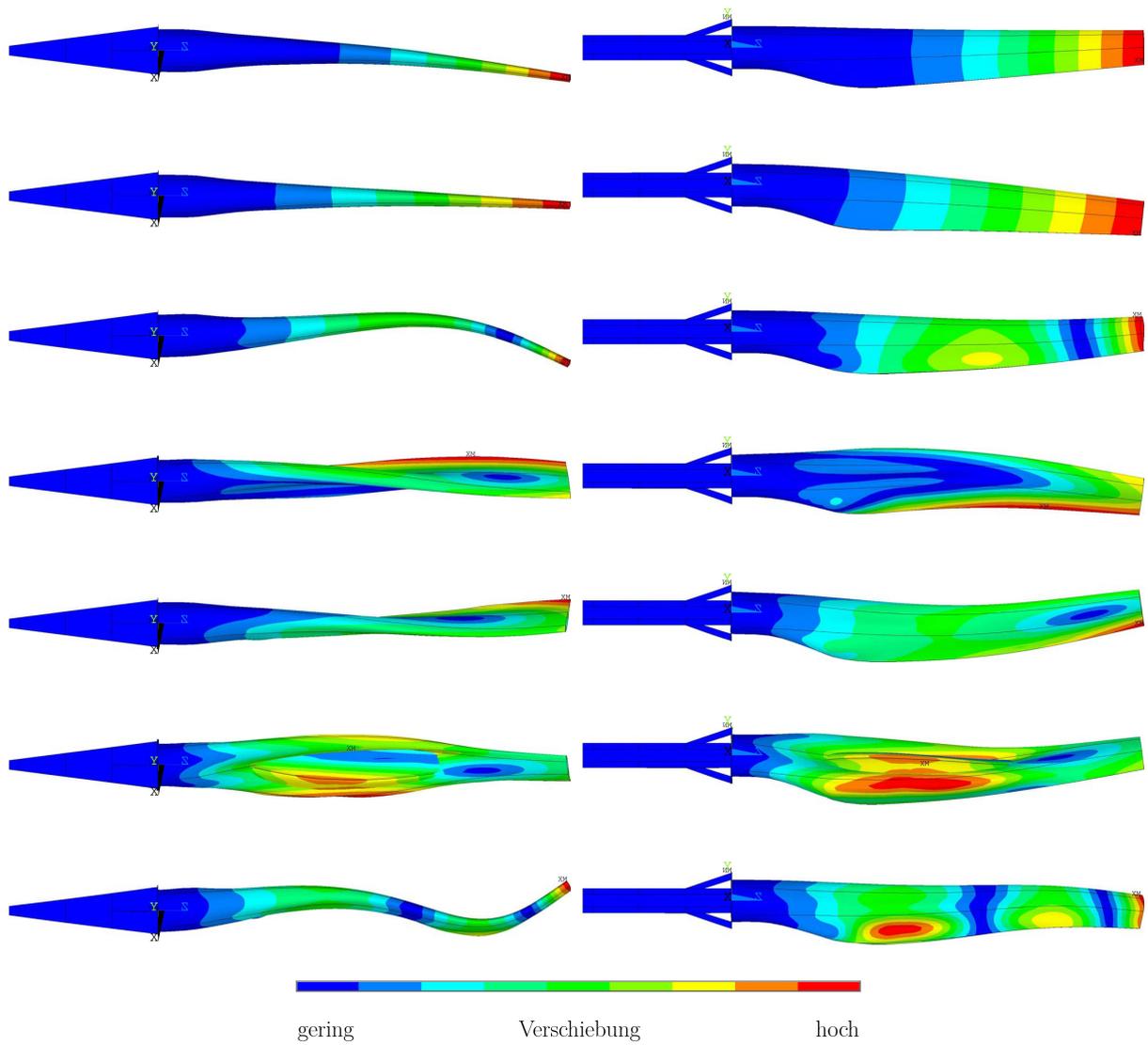


Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells mit zwei künstlichen Bauteilschäden (Längsriß in der Hinterkante und Querriß in der Blattschale) an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten links 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:

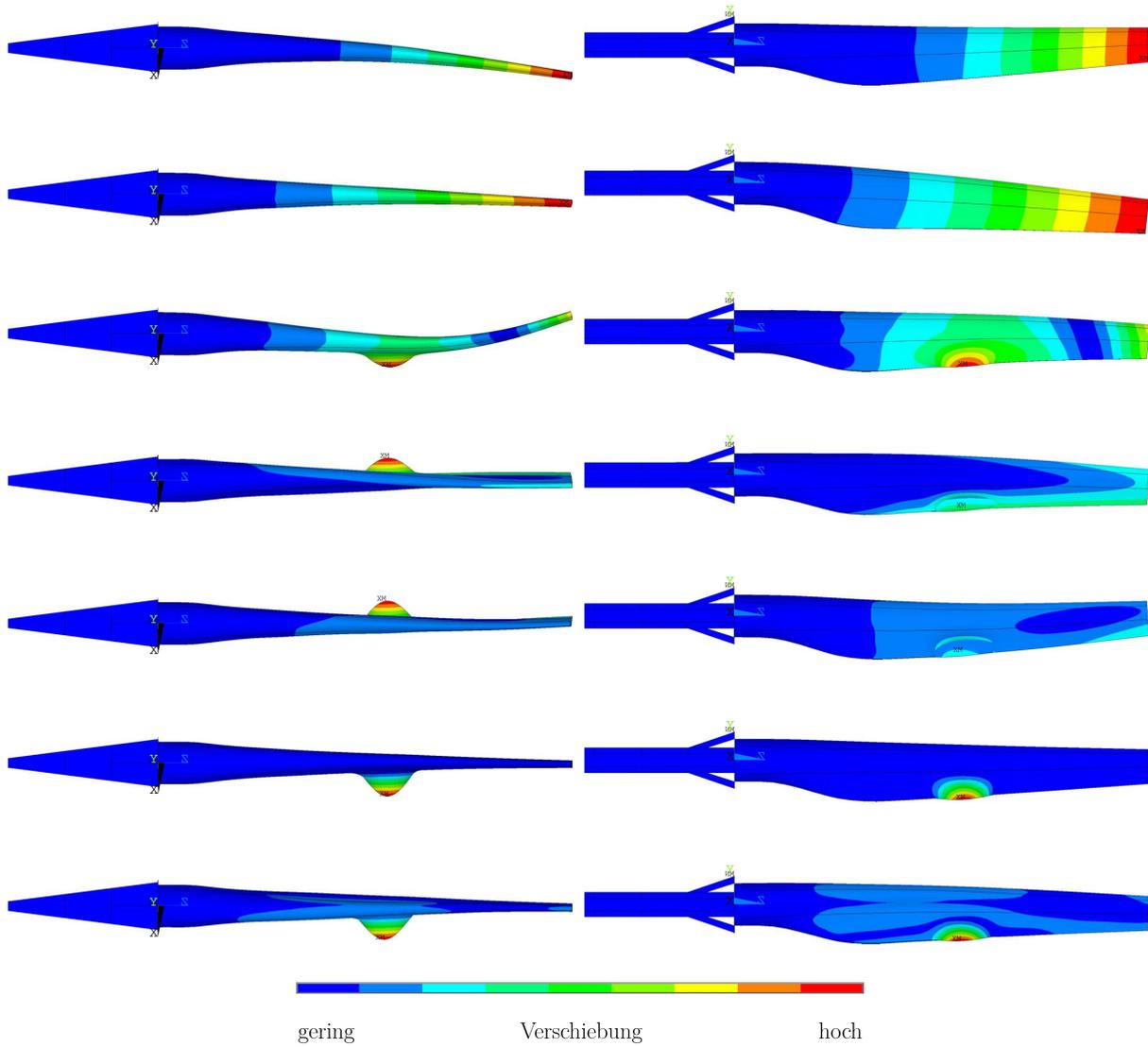


B Darstellung der numerisch berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells ohne künstliche Bauteilschäden in der Gesamtansicht (von oben nach unten), getrennt in Schlaglast-Ansicht (links) und Schwenklast-Ansicht (rechts):

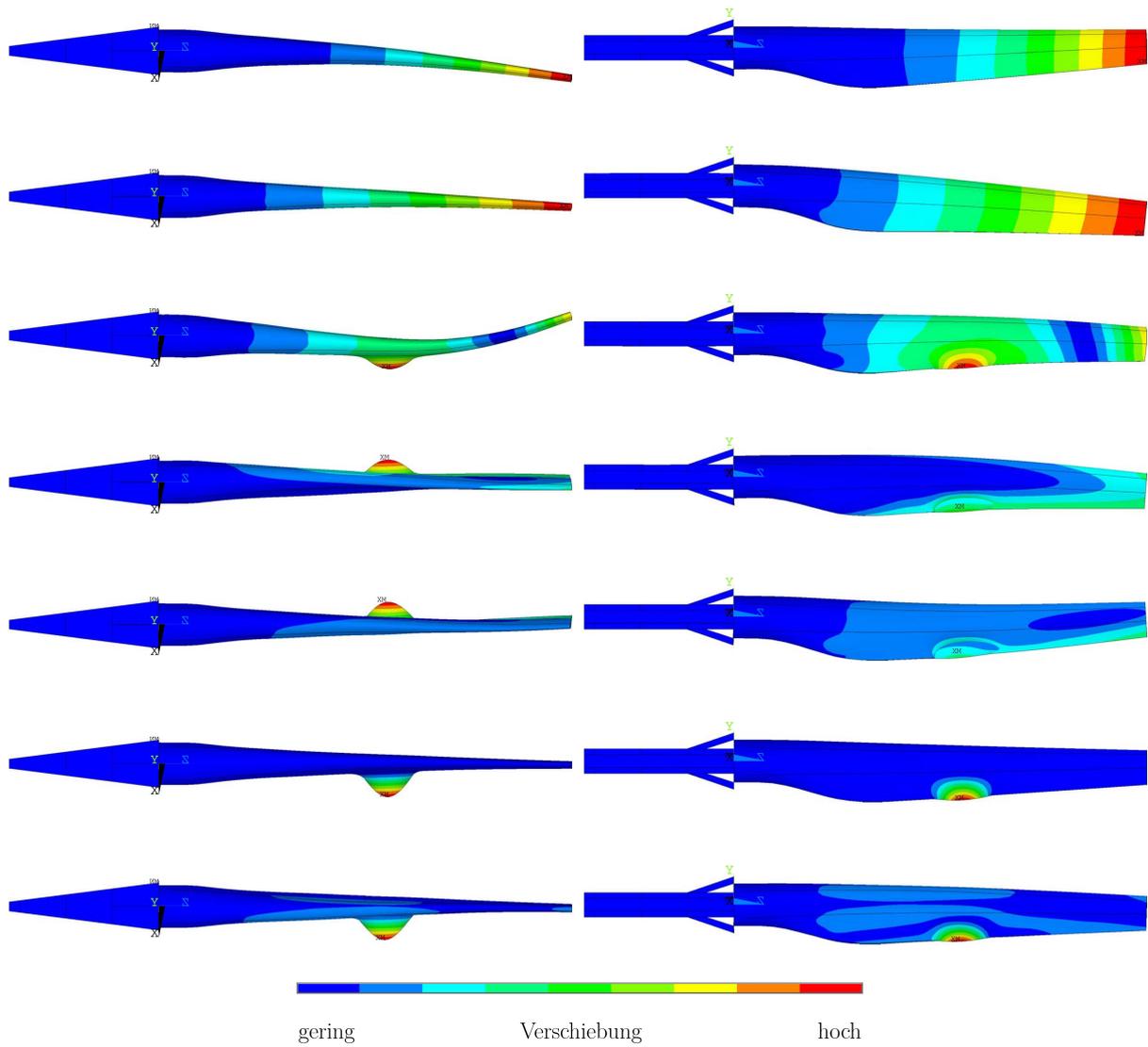


Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells mit einem künstlichen Bauteilschaden (Längsriß in der Hinterkante) in der Gesamtansicht (von oben nach unten), getrennt in Schlaglast-Ansicht (links) und Schwenklast-Ansicht (rechts):



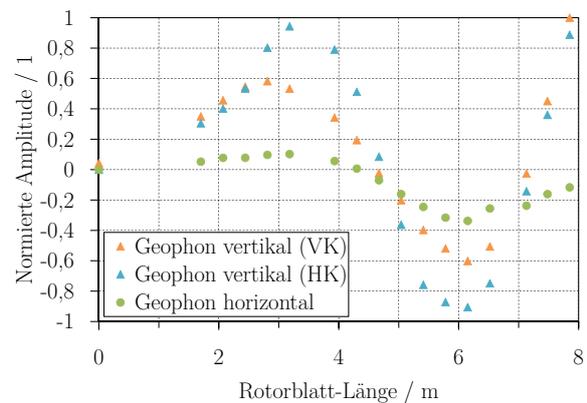
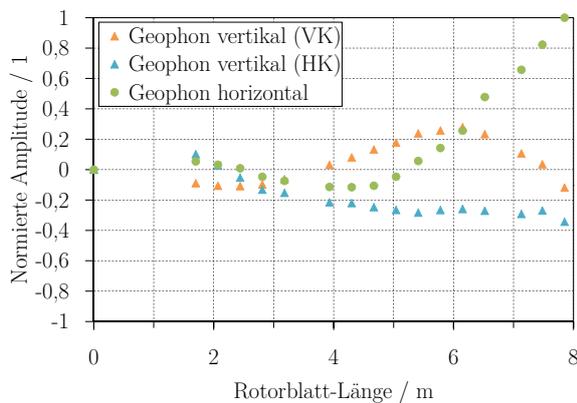
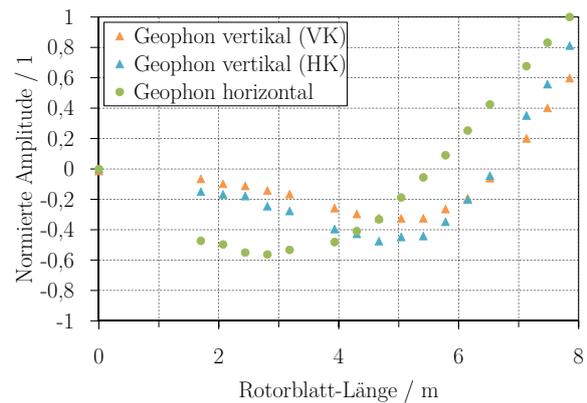
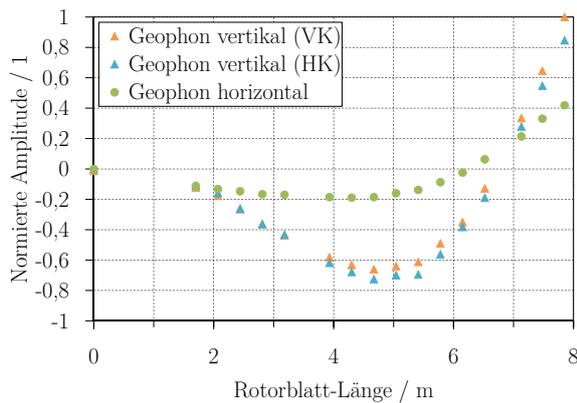
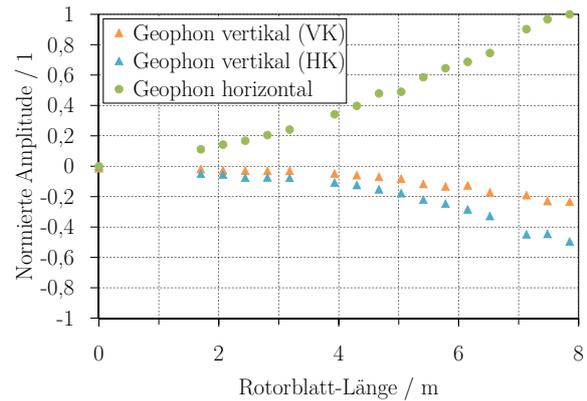
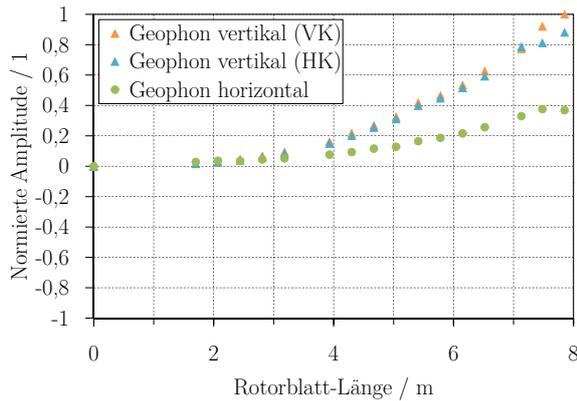
B Darstellung der numerisch berechneten Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Numerisch berechnete Eigenformen des Versuchsrotorblatt-Modells mit zwei künstlichen Bauteilschäden (Längsriß in der Hinterkante und Querriß in der Blattschale) in der Gesamtansicht (von oben nach unten), getrennt in Schlaglast-Ansicht (links) und Schwenklast-Ansicht (rechts):



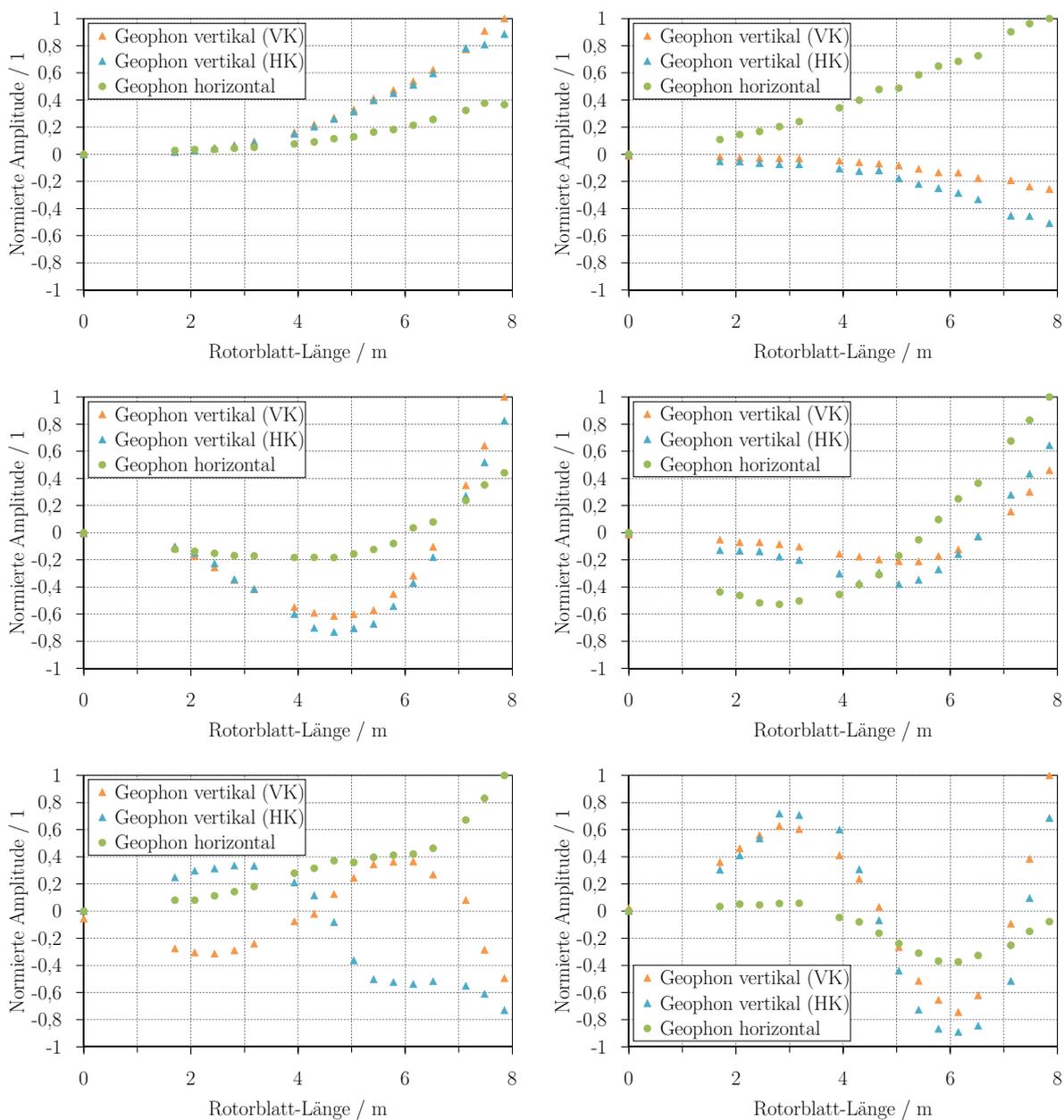
C Darstellung der gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Gemessene Eigenformen des Versuchsrotorblattes ohne künstliche Bauteilschäden an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten links 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:



C Darstellung der gemessenen Eigenformen des Versuchsrotorblattes

Gemessene Eigenformen des Versuchsrotorblattes mit einem künstlichen Bauteilschaden (Längsriß in der Hinterkante) an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten links 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:



Gemessene Eigenformen des Versuchsrotorblattes mit zwei künstlichen Bauteilschäden (Längsriß in der Hinterkante und Querriß in der Blattschale) an ausgewählten Positionen in vertikaler Richtung (Blattvorder- und Hinterkante) und horizontaler Richtung (Blattmitte). Oben links 1. Eigenform in Schlaglast-Richtung, oben rechts 1. Eigenform in Schwenklast-Richtung, mitte links 2. Eigenform in Schlaglast-Richtung, mitte rechts 2. Eigenform in Schwenklast-Richtung, unten links 1. Eigenform in Torsions-Richtung, unten rechts 3. Eigenform in Schlaglast-Richtung:

