

## 7. VDI-Fachtagung

# Schwingungen von Windenergieanlagen 2016 mit Fachaussstellung



# VDI-Berichte 2281



# VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH





7. VDI-Fachtagung

# Schwingungen von Windenergieanlagen 2016

Bremen, 07. und 08. Juni 2016



# VDI-Berichte 2281

**Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

**Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092281-2

## Geräusche, Schallmessung und -übertragung

<i>L. Schneider</i>	Entstehung, Übertragung und Reduzierung von Schall an Windkraftanlagen	1
<i>F. Gast, D. Rode</i>	Erfahrungsbericht zu akustischen Messungen an Windenergieanlagen im Feld	13

## Feldmessungen aus dem Betrieb von Windenergieanlagen

<i>R. Kamieth, R. Liebich, C. Heilmann</i>	Messdaten-basierte Restnutzungsdauer-Ermittlung von Windenergieanlagen – Erkenntnisse aus einer 18-monatigen Lastmessung	37
<i>D. Brenner, D. Tilch</i>	Variation typischer WEA-Eigenfrequenzen aufgrund von Alterung, Fertigungstoleranzen und Betriebsbedingungen	49
<i>T. Gellermann, U. Oertel, H. Fritsch</i>	Schwingungsbeurteilung nach VDI 3834-1 bzw. DIN ISO 10816-21 und deren Integration in die Überwachung großer Anlagenpopulationen	67

## Schwingungsmessungen und Signalanalyse an Windenergieanlagen

<i>C. Mehler, K. Eustorgi, M. Neshati, H. Zhang</i>	Dynamisches Verhalten des Antriebsstranges eines Gondelprüfstandes der Multi-MW-Klasse	81
<i>C. Döbel</i>	Online-Verschleißerkennung an Rotorblättern – Entwicklung und Einsatz von textilen Funktionsfasern zum Monitoring in Verbundwerkstoffen	101
<i>K. Deininger</i>	Schwingungsgrenzwerte an WEA-Fundamenten und Kontrollmessungen nach sicherer Instandsetzung der Turmeinspannung	113

## Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens von Windenergieanlagen

<i>D. Nalliboyana, J.-P. Yrjönen, M. Klönne</i>	Optimization of Gear Configuration for the WTG Dynamic Vibration Responses	121
<i>C. Brecher, C. Löpenhaus, D. Piel, M. Schroers</i>	Reduktion der Anregung in Getrieben von Windenergieanlagen durch eine toleranzfeldbasierte Mikrogeometrieauslegung	131
<i>W. Horn, A. Magdanz, R. Noack, K. Peter</i>	Dynamische Effekte im mechanischen Triebstrang von WEA durch Störungen im elektrischen Netz	147

## Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens von Windenergieanlagen

<i>A. Tributsch, S. Appel, F. Kirsch</i>	Prognose der durch Windenergieanlagen verursachten Schwingungsimmissionen an hochsensiblen Anlagen	159
<i>D. Lehser-Pfeffermann, T. Müller</i>	Analyse eines MKS-Modells zur Bewertung des dynamischen Triebstrangverhaltens einer direkt angetriebenen Windenergieanlage	171
<i>S. Rick, D. Franck, K. Hameyer</i>	Gekoppeltes elektromagnetisch-strukturdynamisches Oberwellenmodell eines Asynchrongenerators zur Analyse des Drehschwingungsverhaltens in Multi-Megawatt Windenergieanlagen	187

## Condition Monitoring und Schadensdiagnose

<i>S. Bergholz, J. Rudolph, F. Fomi Wamba</i>	Famos 4 Wind – A new method for the fatigue monitoring of wind turbines	201
<i>D. König, D. Castro Uriegas</i>	Erhöhung der Verfügbarkeit und des Ertrages durch Fehleranalyse und Rotorblattunwuchterkennung	209

## Maßnahmen zur Schwingungsminderung und Lebensdauerverlängerung

<i>J. Kersten, H. Aschemann</i>	Aktive Schwingungsdämpfung einer Windkraftanlage mit hydrostatischem Getriebe	219
<i>M. Puff</i>	Reducing vibration and noise levels in wind turbines by means of Visco-Elastic-Supports (VES)	231
<i>P. Locoge, E. Becker</i>	Ausrichtbedingte Zusatzschwingungen online erfassen und gezielt reduzieren	249
<i>C. Sourkounis, A. Broy, P. Tourou</i>	Lastkollektivminimierung in Antriebstrangstrukturen von Windenergiekonvertern unter Berücksichtigung der Netzwechselwirkungen	263



## Fachlicher Träger

### **Fachgesellschaft VDI-GPP**

Die VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung bietet mit ihren Fachbereichen für alle Branchen abgesichertes Wissen zur Gestaltung von Produkten und Prozessen sowie deren Optimierung bezüglich Qualität, Zeit und Kosten-Nutzenverhältnis.  
[www.vdi.de/gpp](http://www.vdi.de/gpp)

### **Fachbereich Schwingungstechnik**

Der Fachbereich Schwingungstechnik befasst sich unter anderem mit der Messung von Schwingungen und der Bewertung der Ergebnisse. Es werden Methoden entwickelt, um Schwingungen zu analysieren und durch aktive und passive Schwingungsminderung zu beeinflussen. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.  
[www.vdi.de/schwingungstechnik](http://www.vdi.de/schwingungstechnik)

## **Tagungsleitung**

**Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich**, *Leiter Konstruktion und Produktzuverlässigkeit, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik, Technische Universität Berlin*

**Prof. Dr.-Ing. Andreas Reuter**, *Leiter Institutsteil Windenergie, Fraunhofer-Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES), Bremerhaven*

## **Programmausschuss**

**Dr. rer. nat. Edwin Becker**, *Leiter Service & Diagnose Center, Prüftechnik Condition Monitoring GmbH, Ismaning*

**Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Gaul**, *Institutsdirektor, Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik, Universität Stuttgart*

**Dipl.-Ing. Thomas Gellermann**, *Leitender Oberingenieur/Gutachter, Allianz Zentrum für Technik, Allianz Risk Consulting GmbH, München*

**Dr. Walter Holweger**, *Senior Key Expert Grundlagen Tribologie, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach*

**Dr.-Ing. Martin Huhn**, *Leiter der Abteilung Turbine & Load Simulation, Suzlon Energy GmbH, Rostock*

**Dr.-Ing. Martin Klönne**, *Head of Drivetrain/DE, Drive Train R&D, Vestas Nacelles Deutschland GmbH, Dortmund*

**Martin von Mutius**, *Head of Analysis & Certification, Product Development, Servion SE, Osterröndfeld*

**Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer**, *Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik, Technische Universität Kaiserslautern*

**Dr.-Ing. Karl Steingröver**, *Sachverständiger, Erneuerbare Energien Zertifizierung, DNV GL Energy, Hamburg*

**Prof. Dr.-Ing. Horst Peter Wölfel**, *Inhaber, Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG, Höchberg*

**Dipl.-Chem. Mark Zundel**, *Head of Engineering, Siemens AG, Voerde*





# Entstehung, Übertragung und Reduzierung von Schall an Windkraftanlagen

Dr.-Ing. **Lukas Schneider**,  
ESM Energie- und Schwingungstechnik Mitsch GmbH, Rimbach.

## Kurzfassung

Bei der Stromerzeugung in Windkraftanlagen können Geräusche entstehen, die vor allem durch die Aerodynamik der Blätter, den Eingriff der Zähne im Getriebe und die Interaktion der Generatorpole verursacht werden. Der vorliegende Beitrag gibt einen grundlegenden Überblick über Strukturschwingungen, die - je nach Eigenschwingverhalten der Anlagen - an die Außenflächen geleitet und dort in die Umgebung abgestrahlt werden. Elastomerlager, Kupplungen im Triebstrang, passive, adaptive und aktive Tilger werden als mögliche Gegenmaßnahmen vorgestellt.

## Abstract

While producing electricity wind turbines emit noise that is mainly generated by the aerodynamics of blades, by the meshing of gear-wheels in gearboxes and by interaction of poles in generators. The focus of this text is on the structure born sound coming from the gearbox and the generator. Depending on the eigenmodes of the wind turbine it is transferred to the outer surface and emitted to the surrounding. Elastomers, couplings in the drive train, passive, adaptive and active tuned mass dampers are possible countermeasures. They are explained in detail.

## 1. Einführung

Die Anforderungen an das Geräuschverhalten von Windenergieanlagen (WEA) steigen durch Normungen, die Konkurrenz der WEA-Hersteller und den Druck der Öffentlichkeit stetig an. Daher ist es für alle Seiten wichtig, Ursachen für die Geräuschentwicklung zu erkennen, Gegenmaßnahmen zu entwickeln, WEA im Feld zu beruhigen und schon in der Planungsphase von WEA schallkritische Konstruktionen zu vermeiden. ESM Energie- und Schwingungstechnik Mitsch GmbH entwickelt, testet und fertigt schwingungstechnische Elemente für Windkraftanlagen. Dazu gehören

- Elastomerlager für Getriebe, Generatoren, Achsschränke, Stromschienen und Verkabelungen,

- Kupplungen im langsam drehenden Teil des Triebstrangs,
- Schwingungstilger für niederfrequente Schwingungen im Turm und
- Tilger für Körperschallschwingungen.

Außerdem berät und unterstützt ESM die Hersteller von WEA in ihrer Entwicklung von schalloptimierten Konstruktionen durch innovative Produkte, Prüfstandmessungen und Berechnungen. Gleichzeitig führt ESM im Auftrag der Hersteller Schwingungsmessungen an WEA durch, um Ursachen für schallkritisches Verhalten zu finden und gemeinsam Lösungen zu erarbeiten. Auf Basis dieser Erfahrungen wird im Folgenden auf die Ursachen des Schalls, auf die Ausbreitung des Körperschalls in der Anlage, auf dessen Abstrahlung und auf mögliche Maßnahmen der Reduzierung von Körperschall eingegangen.

## 2. Entstehung von schallrelevanten Schwingungen

Im Regelbetrieb von WEA wird der Luftschall vor allem durch die Umströmung der Blätter, durch die Zahneingriffe im Getriebe oder durch die Nutendurchgänge im Generator verursacht. Strömungsinduzierte Geräusche haben meist ein sehr breitbandiges Frequenzspektrum wohingegen Schall, der ursächlich aus Getriebe und Generator kommt, mehrere schmalbandige Töne aufweist. Zusätzliche Geräusche können durch Einzelereignisse wie Turmkopfdrehung, Ventilatoren, Pumpen von Öl oder Bremsvorgänge erzeugt werden. Auch das Verhalten von beschädigten oder fehlerhaften Komponenten der WEA kann zu einem erhöhten Schallniveau führen. Im Folgenden wird nur auf die Ursachen von Schall im Regelbetrieb von WEA eingegangen:

### *Strömungsinduzierte Schallabstrahlung:*

Bei der Umströmung der Blätter von WEA gibt es verschiedene Mechanismen, die zu einer Schallabstrahlung führen können. Das typische breitbandige Schallspektrum von Blättern wird erzeugt durch die Interaktion der turbulenten Strömung mit der Hinterkante des Blatts, der Blattspitze oder der Vorderkante, bei starkem turbulentem Wind.

Außerdem können unerwünschte Ablösungen zu Geräuschen führen, wenn z.B. Blätter Fehlstellungen aufweisen. Tieffrequenter Schall wird erzeugt durch Interaktion von Wirbelschleppen und Turm beim Blattdurchgang, wohingegen hochfrequente Geräusche dadurch erzeugt werden können, wenn laminare Strömungen bis zur Hinterkante gelangen oder Fehlstelle in den Blättern vorliegen. Im Folgenden wird nicht weiter auf diese aerodynamischen Schallquellen eingegangen. Mehr Informationen sind in [1] zu finden.

### *Schwingungsanregung durch die Zahnanregung im Getriebe:*

Getriebe in Windkraftanlagen bestehen in der Regel aus mehreren Stufen, die als Planeten- oder Stirnradstufen ausgeführt sind. Der Eingriff der Zähne führt zu Stößen, die die umgebende Struktur in Schwingungen versetzt. Die Anregungsfrequenzen der entstehenden Schwingungen ergeben sich aus der Drehzahl und Zähnezahl der verschiedenen Stufen. Da die meisten WEA drehzahl-variabel sind, verändert sich also die Anregungsfrequenz mit der Drehzahl. Aufgrund der stoßartigen Anregung treten nicht nur die Grundfrequenzen der Schwingungen auf, sondern auch deren Vielfache (Harmonische). Bild 1 zeigt ein fiktives Anregungsspektrum eines typischen WEA-Getriebes in einem Drehzahl-Frequenz-Diagramm und macht deutlich, dass bei einer Drehzahl mehrere schmalbandige Anregungsfrequenzen gleichzeitig auftreten.

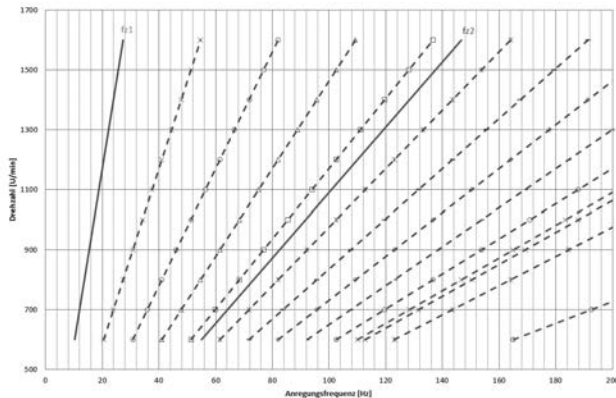


Bild 1: Schematisches Anregungsspektrum eines WEA-Getriebes aus der 1. und 2. Stufe.

Die Amplitude der Getriebschwingungen hängt im Wesentlichen ab von

- der Makrogeometrie des Getriebes, d.h. Anzahl der Stufen, Kraftführung, Übersetzungen und Zähnezahlen,
- der Mikrogeometrie der Zähne, d.h. dem Schliff der Zahnoberfläche,
- dem Drehmoment, der Drehzahl
- den Verlagerungen der Zähne durch Wellen- und Lagerverformung und
- der Oberflächengüte der Zahnflanken.

Für ein optimales Schallverhalten müssen Getriebe und WEA aufeinander abgestimmt werden.

*Schwingungsanregung durch Magnetische Interaktion der Pole im Generator:*

Generatoren bestehen aus einer Vielzahl von am Umfang des Läufers und Stators angeordneten Polen. Je nach Generatorkonzept wird am Stator oder am Läufer ein Magnetfeld erzeugt und durch die Bewegung des Läufers ein Strom induziert. Das Magnetfeld am Umfang des Generators ist nicht gleichmäßig verteilt, weil zwischen den Polen Magnetfeld-Inhomogenitäten vorliegen. Beim Übergang eines Läuferpols von einem zum nächsten Statorpol werden durch die Inhomogenitäten stoßartige Kräfte in tangentialer, radialer und bei Schrägstellung der Pole auch in axialer Richtung verursacht. Die Frequenzen dieser anregenden Kräfte sind proportional zur Drehzahl und zur Polzahl. Wie bei der Getriebeanregung treten auch hier die ganzzahligen Vielfachen (Harmonischen) der Grundfrequenzen auf. Bei drehzahl-variablen WEA ergibt sich also ein ähnliches Anregungsspektrum wie in Bild 1 dargestellt. Die Amplitude der Anregungskräfte hängt ab von

- Wahl der Polzahlen,
- Drehmoment, Drehzahl
- Anordnung und Geometrie der Pole,
- Größe und Genauigkeit des Luftspalts,
- Steifigkeit der Anbindungsstruktur.

Aus diesen Einflussfaktoren lassen sich Maßnahmen ableiten, um die Anregungskräfte und damit den abgestrahlten Schall von WEA zu reduzieren.

**3. Übertragung, Verstärkung und Abstrahlung des Körperschalls**

Sind die anregenden Kräfte im Getriebe oder im Generator eingeleitet, so pflanzen sie sich als Strukturschwingungen – auch Körperschall genannt - in der Struktur fort, bis sie auf eine Außenfläche der WEA treffen und sie zu Schwingungen anregen. Die Bewegung der Fläche führt zu Druckschwankungen in der Luft, die sich dann mit Schallgeschwindigkeit in die Umgebung ausbreiten und so von außen wahrgenommen werden können. Als Abstrahler des Körperschalls kommen vor allem die Blätter und der Turm in Frage. Nabe, und Gondelverkleidung haben eine untergeordnete Bedeutung, weil deren abstrahlende Fläche im Vergleich sehr viel kleiner ist.

*Ausbreitung des Körperschalls in WEA mit Getriebe:*

In typischen WEA mit Getriebe hat der Körperschall die folgenden Wege, um sich vom Getriebe bis zur Oberfläche auszubreiten:

1. Getriebe – Elastomerlager – Maschinenträger – Turm,
2. Getriebe – langsame Welle – Hauptlager – Maschinenträger – Turm,
3. Getriebe – langsame Welle – Nabe – Blätter.

Elastomerlager verhindern durch ihre isolierende Wirkung, dass ab einer bestimmten Grenzfrequenz Körperschall direkt in den Maschinenträger und den Turm eingeleitet wird. Die Wege über die langsame Welle in den Turm und die Blätter sind bis auf wenige Ausnahmen rein metallische Verbindung und damit gute Übertragungswege für Körperschall.

Der Körperschall aus dem Generator kann über die folgenden Wege an die Außenfläche der WEA gelangen:

1. Generator – Elastomerlager – Maschinenträger – Turm,
2. Generator – Kupplung – Getriebe – siehe Übertragungswege Getriebe.

Beide Übertragungswege des Generators enthalten weiche Koppellemente, die den Körperschall ab einer Grenzfrequenz schalltechnisch isolieren.

*Ausbreitung des Körperschalls in direkt getriebenen WEA:*

In den meisten direkt getriebenen WEA gibt es ausschließlich metallische Verbindungen zwischen Geno-Stator und Turm bzw. Geno-Rotor und Blättern. Zusätzlich können über die Rotorlager Schwingungen vom stehenden Teil in den drehenden Teil übertragen werden.

Es ist also in der Regel kein Element vorhanden, was den Körperschall isolieren oder dämpfen könnte.

*Eigenschwingverhalten von WEA:*

Bei der schalltechnischen Analyse einer WEA spielen nicht nur die Übertragungswege eine Rolle, sondern auch das Eigenschwingverhalten. Fallen Frequenzen der Anregung zusammen mit schwach gedämpften Eigenfrequenzen der WEA, so können kleine Anregungskräfte zu starken Körperschallschwingungen führen. Dies ist besonders kritisch, wenn die Eigenfrequenzen in den kraftführenden Komponenten des Triebstrangs auftreten.

Zum Verständnis des Eigenschwingverhaltens werden hier zwei wichtige Ergebnisse der Modalanalyse für lineare schwach gedämpfte Systeme zusammengefasst (siehe z.B. [2]):

- ein gekoppeltes Mehrkörpersystem mit  $N$  Freiheitsgraden hat  $N$  Eigenmoden, die durch Eigenfrequenzen  $\omega_i$ , modale Massen  $m_i$  und modale Dämpfungen  $d_i$  beschrieben werden können ( $i = [1, N]$ ).
- die Schwingungsantwort  $w(x, t)$  eines Systems bei einer sinusförmigen Anregung setzt sich aus der Summe der Eigenformen  $\phi_i(x)$ , zusammen, die mit der Anregung  $P_i(x)$  und einer Vergrößerungsfunktion gewichtet werden. Für ein ungedämpftes System reduziert sich diese Aussage auf

$$w(x, t) = \phi_1(x) \frac{P_1 \sin(\Omega t)}{s_{gen1} \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_1}\right)^2\right)} + \phi_2(x) \frac{P_2 \sin(\Omega t)}{s_{gen2} \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_2}\right)^2\right)} + \phi_3(x) \frac{P_3 \sin(\Omega t)}{s_{gen3} \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_3}\right)^2\right)} + \dots$$

wobei  $\Omega$  die Anregungsfrequenz und  $s_{gen i}$  eine generalisierte Steifigkeit des  $i$ -ten Eigenmodes sind.

Anschaulich bedeutet die genannte Formel, dass sich die Schwingform bei beliebigen Anregungsfrequenz  $\Omega$  aus den Eigenformen der benachbarten Eigenfrequenzen zusammensetzt. Wendet man diese Aussagen auf WEA an, so lässt sich schließen, dass eine Anregung alleine nicht zu starker Schallabstrahlung führen kann, sondern die Eigenmoden der Anlage müssen von der Frequenz und Form so liegen, dass die Anregungskräfte auch zu Bewegungen der Außenflächen führen. Für eine schalltechnische Beurteilung einer WEA ist es also von Vorteil deren Eigenmoden, d.h. Eigenfrequenzen, modale Massen und Dämpfungen zu kennen.

Das Anregungsspektrum von direkt getriebenen WEA und solchen mit Getriebe ist so breit (siehe Bild 1), dass im Betrieb eine Reihe von Eigenmoden angeregt werden. Dies gilt insbesondere für Turm und Blätter. Ob diese Resonanzstellen zu einer starken Schallabstrahlung führen, hängt davon ab, wie stark die Anregung ist, welche Dämpfung der Eigenmode hat, wieviel Außenfläche der WEA mitschwingt und wie groß der Abstrahlgrad ist.

Die Eigenfrequenzen im Triebstrang von WEA spielen eine bedeutende Rolle. Da diese Komponenten im Kraftfluss liegen, werden sie zum einen direkt von Getriebe oder Generator angeregt. Zum anderen haben sie eine steife Verbindung zu Blatt und/oder Turm und können dort starke Schwingungen hervorrufen bzw. vorhandene Resonanzen im Blatt und Turm anregen. Es ist auch denkbar, dass starke Resonanzbewegungen des Triebstrangs oder des Generators negative Rückwirkungen auf die Anregungsmechanismen haben.

### *Abstrahlung von Körperschall an der Oberfläche der WEA:*

Die potentiellen Abstrahlflächen von Turm und Blättern sind an WEA ähnlich groß, wohingegen die Flächen der Gondelverkleidung und Nabe um ca. Faktor 10 kleiner sind. Es ist also davon auszugehen, dass die Gondelverkleidung und Nabe nur dann einen großen Anteil am abgestrahlten Schall haben, wenn deren Oberflächen sich besonders stark bewegen. Neben den Flächen spielt auch der Abstrahlgrad der Flächen eine wichtige Rolle. Flächen aus dünnem gedämpften Material strahlen bei gleicher Frequenz weniger gut ab als dickes ungedämpftes Material. Auf Basis dieser Beobachtung kann man schließen, dass ein Stahlturm bei niedrigen Frequenzen ein besseres Abstrahlvermögen hat als die Blätter, die meist aus dünnerem und dämpfendem GFK gefertigt sind.

Für die Analyse der Körperschallabstrahlung ist es wichtig zu wissen, welche Abstrahler bei welcher Frequenz dominant sind. Ein hilfreiches physikalisches Phänomen für die Analyse ist dabei der Dopplereffekt, der bei bewegten Schallquellen auftritt [3]. Wird der Körperschall auf der bewegten Fläche der Blätter abgestrahlt, so kann man an einer Messposition am Boden Frequenzverschiebungen durch den Dopplereffekt erkennen.

## **4. Maßnahmen zur Reduzierung von Körperschall**

Die Maßnahmen zur Reduzierung von Körperschall an WEA können in die folgenden Kategorien eingeteilt werden:

1. Anregung reduzieren,
2. Anregung isolieren,
3. Eigenfrequenzen verstimmen,
4. Eigenfrequenzen dämpfen und
5. Anregung auslöschen durch Einleiten von Gegenkräften.

Die Faktoren zur Reduzierung der Anregungen sind bereits in Abschnitt 2 diskutiert worden.

### *Anregung isolieren*

Möchte man verhindern, dass sich Schwingungen von Getriebe oder Generator in die umgebende Struktur ausbreiten, können die Verbindungen mit den angrenzenden Bauteilen mit elastischen Koppellementen ausgestattet werden. Diese Koppellemente haben das Verhalten eines Tiefpassfilters, d.h. ab einer bestimmten Grenzfrequenz können über diese Koppelstellen nur noch geringe Kräfte bzw. Strukturschwingungen übertragen werden. Die Steifigkeit der Koppelstelle hängt davon ab, welche Kräfte und Momente übertragen werden sollen und welche Grenzfrequenzen für die Isolierung erforderlich sind. Den Generator einer Getriebeanlage kann man zum Beispiel auf relativ weichen Elastomerfedern lagern, weil am

Generator keine hohen Drehmomente auftreten. Damit kann man die Grenzfrequenz des Generators niedrig wählen und so eine gute Schwingungsisolierung erreichen. Im Gegensatz dazu liegen am Getriebe und der langsamen Welle hohe Drehmomente und Kräfte an, die über die Koppellemente übertragen werden müssen. Bei 3- und 4- Punktlagerungen zum Beispiel werden die Getriebe üblicherweise in Elastomerbuchsen und Elastomerschichtfedern gelagert (siehe Bild 2). Bei der Auslegung spielen nicht nur die Schwingungsisolierung und die zu übertragenden Lasten eine Rolle, sondern auch die Verringerung von Lastspitzen, sowie die Reduzierung von Zwangskräften aus Fertigungs- und Montageabweichungen und aufgrund von Verformungen des Maschinenträgers.

Gleichzeitig hat man mit diesen Elementen auch die Möglichkeit, Triebstrangeigenfrequenzen zu verstimmen und Dämpfung in die Triebstrangeigenfrequenzen einzubringen.

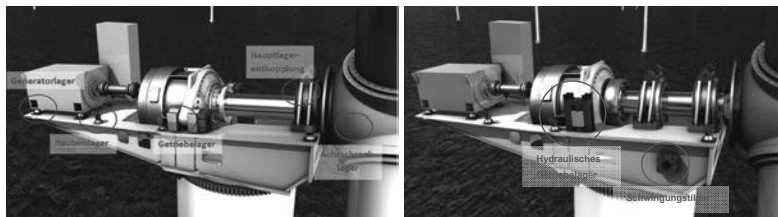


Bild 2: Getriebelagerungen; links: Dreipunktlagerung; rechts: Vierpunktlagerung.

Obwohl das Isolationsverhalten von Getriebe Lagerung nicht so stark sein kann wie am Generator, kann man doch mit der Getriebe Lagerung starken Einfluss nehmen auf das Schallverhalten einer WEA.

Möchte man das Getriebe oder den Generator bei direkt getriebenen Anlagen in Richtung der Rotorblätter isolieren kann man Kupplungen in der langsamen Welle einsetzen (siehe Bild 3). Diese Art von Kupplungen muss große Drehmomente übertragen können, was die Isolation in der Drehrichtung zu höheren Grenzfrequenzen verschiebt. In den anderen Richtungen jedoch, d.h. axial, radial und kardanisch kann diese Kupplung weich ausgeführt werden und niedrige Grenzfrequenzen sind möglich.



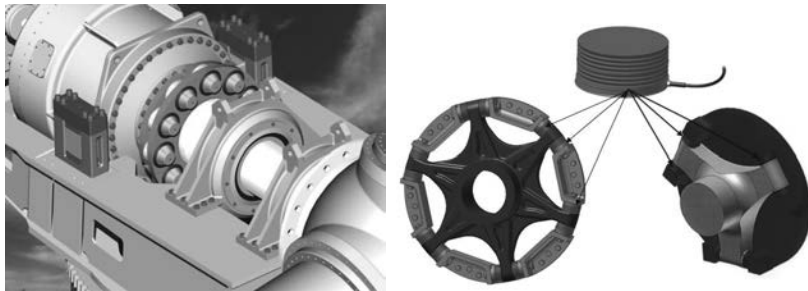


Bild 3: Kupplungen im langsam drehenden Teil; links: für Getriebeanlage; rechts: für direkt getriebene WEA.

### *Eigenfrequenzen verstimmen*

Liegen schallrelevante Eigenfrequenzen im Frequenzbereich der Anregung ist es wünschenswert, diese Eigenfrequenzen aus dem Frequenzbereich nach oben oder nach unten herauszuschieben. Zu diesem Zweck kann man die betroffene Struktur versteifen oder weicher machen bzw. deren Masse senken oder erhöhen. Diese Maßnahmen sind allerdings meist mit recht großem Aufwand verbunden.

Möchte man Eigenfrequenzen des Triebstrangs verstimmen, so hat man über die Steifigkeit der Elastomerelemente in der Getriebelagerung und der Kupplung in der langsamen Welle eine gute Möglichkeit, bestimmte Eigenfrequenzen zu verändern.

### *Eigenfrequenzen dämpfen*

Schallkritische Eigenfrequenzen, die sich im Frequenzbereich der Anregung befinden, können auch durch Erhöhung der Dämpfung abgeschwächt werden. Neben vielen anderen Maßnahmen ist die Verwendung von passiven Tilgern eine besonders effektive Möglichkeit einzelne Eigenfrequenzen zu bedämpfen und so das System zu beruhigen. Ein passiver Tilger besteht aus einem i.d.R. gedämpften Masse-Feder-System (siehe Bild 5), das an die schwingende Struktur angebracht wird. Der passive Tilger wird so auf das System abgestimmt, dass durch die Interaktion von Tilger und schwingende Struktur Dämpfung eingeleitet wird, die zur Reduzierung der Schwingungen führt. Eine externe Energiezufuhr ist hierfür nicht notwendig. Bild 4 zeigt die berechnete Bewegung der Grundstruktur (Masse M1) über der Anregungsfrequenz für verschiedene Parameter des Tilgers (Masse M2). Je nach Fall sind Schwingungsreduzierung von mehreren Größenordnungen möglich.

Das Prinzip des passiven Tilgers funktioniert für Schwingungen beliebiger Frequenzen. So hat ESM passive Tilger für Frequenzen von ca. 0,2Hz (Turmschwingungen) bis ca. 500Hz (Körperschall) im Programm.

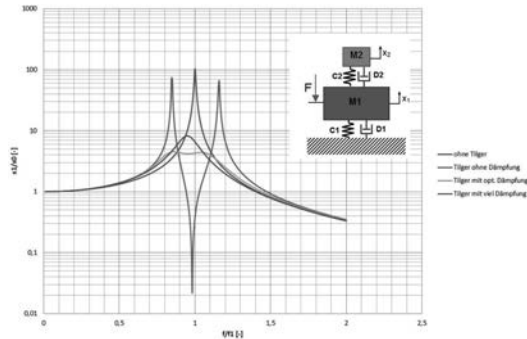


Bild 4: Bewegung der Masse M1 über der Anregungsfrequenz der Kraft F.

Eine typische Bauform für den Frequenzbereich 50Hz- 500Hz ist in Bild 5 dargestellt. Diese Bauform besteht aus einer zerlegbaren Masse und verspannten Elastomerelementen, so dass eine Frequenzanpassung und –einstellung relativ einfach vorgenommen werden kann. Eine weitere Besonderheit dieser Tilger ist, dass die Frequenzen in axialer und radialer Richtung unabhängig voneinander eingestellt werden können.

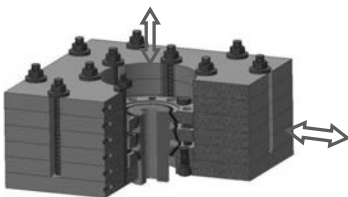


Bild 5: Passiver Tilger von ESM mit den Abmessungen 400mm x 400mm x 300mm und 200kg Masse.

Für Anwendungen bei veränderlicher Umgebungstemperatur hat ESM einen passiven Tilger entwickelt, der seine Frequenz mit der Temperatur nicht verändert. Nimmt die Steifigkeit der Gummielemente durch die Temperatur ab, wird gleichzeitig durch eine Vorrichtung zur Temperaturkompensation die Vorspannung erhöht und so der Frequenzabfall ausgeglichen.

## Anregung auslöschen durch Einleiten von Gegenkräften

### Adaptiver Tilger

Der Einsatzbereich von passiven Tilgern ist auf schwach gedämpfte Eigenfrequenzen oder Anregungen bei einer festen Frequenz beschränkt. Liegen gedämpfte Eigenfrequenzen vor oder will man direkt gegen die anregenden veränderlichen Kräfte am Getriebe oder Generator vorgehen, so kann man adaptive (d.h. frequenzveränderliche) Tilger verwenden.

Diese bestehen aus einer Masse und einer schwach gedämpften Feder, so dass der Tilger im Resonanzpunkt relativ starken Bewegungen macht und damit großen Gegenkräfte in die Grundstruktur einleiten kann (siehe Tilger ohne Dämpfung in Bild 4). Diesen Effekt nutzt man um die Grundstruktur auch abseits von Eigenfrequenzen zu beruhigen (siehe Bild 6). Um der veränderlichen Frequenz der Anregung folgen zu können, muss die Steifigkeit der Feder durch eine geeignete Mechanik und einen Regelmechanismus auf die Anregungsfrequenz abgestimmt werden. Der Tilger muss also mit kleinen Strömen versorgt werden.

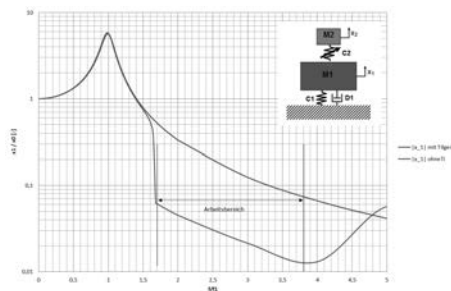


Bild 6: Wirkung eines adaptiven Tilgers abseits einer Eigenfrequenz der Grundstruktur (M1).

### Aktiver Tilger

Eine andere Möglichkeit, Strukturschwingungen direkt am Getriebe oder Generator zu bekämpfen, ist die Verwendung von elektrischen Aktoren wie elektrodynamische und elektromagnetische Shaker oder gekoppelte Unwuchtmotoren. Gibt man dem Aktor mit einer Regelung die richtige Frequenz, Phase und Amplitude vor, leitet der aktive Tilger Gegenkräfte in die Struktur ein, die die anregenden Schwingungen auslöschen können. Die wesentlichen Bestandteile von aktiven Tilgern sind

- ein oder mehrere elektrische Aktoren,
- Leistungselektronik,
- Regeleinheit,
- Sensorik.

Um Kräfte von mehreren Kilonewton zu erreichen sind Leistungen in der Größenordnung von 1kW erforderlich. Außerdem sind die Anforderungen an die Leistungselektronik relativ hoch, da sie auch unter harten Witterungs- und Temperaturbedingungen lange Lebenszyklen und gute Wirkungen erreichen muss.

Je nach Aktor sind unterschiedliche Sensoren von Nöten um z.B. die Position der Unwucht eines Unwuchtmotors oder den Strom der Magnete zu messen. Notwendig ist auch ein Beschleunigungs- oder Wegsensor auf der Grundstruktur, um die Schwingungen der Struktur minimieren zu können. ESM hat einen aktiven Tilger entwickelt, der nach dem Prinzip der elektromagnetischen Schwingmagneten Kräfte von mehreren Kilonewton in die Struktur einleiten kann.

## 5. Fazit

In dem Betrag wurde erläutert, wie Geräusche in Windkraftanlagen entstehen, wie sie sich als Strukturschwingungen ausbreiten und wie sie abgestrahlt werden. Dabei wurde aufgezeigt, unter welchen Voraussetzungen Schallabstrahlung schon in der Konstruktion von WEA vermieden werden, wie man Schallursachen erkennen, und mit welchen verschiedenen Maßnahmen Schallabstrahlung verhindert oder reduziert werden kann. Die Maßnahmen zur Reduzierung und Isolierung der Anregung aus Getriebe und Generator stehen im Zusammenhang mit dem Konzept der WEA und können vor allem in der Konstruktionsphase beeinflusst werden. Die Verstimmung von Eigenfrequenzen und der Einsatz der verschiedenen Tilgertypen hingegen sind Maßnahmen, die auch in bestehenden Anlagen ergriffen werden können.

- [1] Wagner S., Bareiß R., Guidati G., Wind Turbine Noise, Springer, 1996.
- [2] Gasch R., Knothe K., Liebich R., Strukturdynamik, 2. Auflage, Springer, 2012.
- [3] Falourd, X. et al., Low Frequency Amplitude Modulation related to Doppler frequency shift: an experimental study of a 101m diameter wind turbine in a swiss valley. 6<sup>th</sup> International meeting on Wind Turbine Noise, Glasgow 2015.

# **Erfahrungsbericht zu akustischen Messungen an Windenergieanlagen im Feld**

## **Field report on acoustical measurements on wind turbines**

Dipl.-Ing. **Frederik Gast**, Dipl.-Ing. **David Rode**,  
windtest grevenbroich gmbh, Grevenbroich

### **Kurzfassung**

Bei akustischen Messungen an Windenergieanlagen gemäß der internationalen Richtlinie IEC 61400-11 [2] bzw. den Empfehlungen des "Arbeitskreis Geräusche" der FGW in Form der Technischen Richtlinie für Windenergieanlagen, Teil 1: Bestimmung der Schallemissionen (FGW TR 1, [1]), können spezielle Herausforderungen bei der Durchführung der darin beschriebenen Methode einer Schallemissionsmessung zur Bestimmung des Schallleistungspegels und der Erfassung und Bewertung möglicher Tonalitäten von WEA auftreten.

Der vorliegende Erfahrungsbericht gibt einen Überblick über den Einfluss von Tonalitäten von weiter entfernten WEA auf die Erfassung und Bewertung von Tonalitäten. Außerdem wird ein theoretischer Ansatz geliefert, um die Immissionsrelevanz von im Nahfeld erfassten Tonalitäten zu bewerten. Im letzten Abschnitt wird ein akustisches Hilfsmittel vorgestellt, welches eingesetzt werden kann, um den Einfluss des Fremdgeräusches durch umliegende Störquellen während einer Schallimmissionsmessung zu minimieren.

### **Abstract**

Noise emission measurements according to the international guideline IEC 61400-11 [2] or according to the german national guideline FGW TR 1 [1] are often coupled with problems and challenges regarding the assessment of the sound power level and the tonality of a wind turbine (WT).

The following field report provides an overview on the influence of tonalities from WTs at further distances during the assessment of tonalities of a specific WT. Furthermore a theoretical approach for the assessment of the relevance of tonalities, that were registered during a noise emission measurement in the near field of a specific WT, for the noise immission in the far field is presented. The last chapter describes an acoustical tool for noise immission

measurements, whereby the influence of extraneous noise can be minimized during a noise immission measurement.

## 1. Erfassung und Bewertung von Tonhaltigkeit im akustischen Nahbereich

Die Erfassung und Bewertung von Tonhaltigkeiten bei Schallemissionsmessungen (im Nahfeld einer WEA) erlangen bei der heutigen Erlass-Lage und Genehmigungspraxis eine immer größer werdende Bedeutung. In den meisten Bundesländern in Deutschland ist per Windenergieerlass - und in fast ausnahmslos allen Genehmigungsbescheiden für die Errichtung und den Betrieb von Windenergieanlagen (WEA) - geregelt, dass eine WEA keine nennenswerten Tonhaltigkeiten im Sinne der TA Lärm [3] bzw. der FGW TR 1 [1] hervorrufen darf. Das heißt in der Praxis, dass für WEA im bestimmungsgemäßen Betrieb keine größeren Strafzuschläge - so genannte "Tonzuschläge  $K_{TN}$ " - gemäß FGW TR 1 [1] auftreten dürfen.

Um ein Beispiel zu nennen kann im Windenergie-Erlass NRW [4] die Aussage gefunden werden, dass neu errichtete WEA mit einem Tonzuschlag  $K_{TN} \geq 2$  dB nicht dem Stand der Technik entsprechen. In vielen Fällen wird, bei höheren auftretenden Tonzuschlägen, der Nachtbetrieb einer WEA verwehrt oder die betroffene WEA (oder der Windpark) muss in einen anderen, häufig schallreduzierten Betriebszustand versetzt werden, bei dem nachweislich keine Tonhaltigkeiten auftreten.

Beide auferlegten Maßnahmen haben einen nennenswerten Ertragsverlust für den Betreiber der WEA oder des Windparks zur Folge.

Die oben genannten Regelungen und Maßnahmen sind lange nicht mehr nur eine Spezialität des deutschen Windenergiemarktes. Ähnliche Regelungen lassen sich bisweilen auch in anderen Ländern und Märkten in der entsprechenden nationalen Gesetzgebung wieder finden.

Daher hat die Vermeidung von Tonhaltigkeiten - neben dem ständigen Bestreben leisere, effektivere und dennoch kostengünstige WEA zu entwickeln - bei einem Großteil der Hersteller von WEA schon im Design-Prozess neuer WEA-Prototypen eine große Bedeutung erhalten. Die Entstehung von Tonhaltigkeiten, welche sich letztendlich im Luftschall im Nahfeld der WEA nachweisen lassen, kann im Design-Prozess selbst mit modernsten Simulationsverfahren nicht immer zuverlässig vorhergesagt werden, da Ursprünge, Systeminteraktionen, Übertragungswege und Resonanzphänomene nicht exakt abgebildet werden können. Dem

Hersteller bleibt häufig nur die Möglichkeit an einem bereits errichteten Prototypen extensive Messungen durchzuführen, um auf deren Basis Abhilfemaßnahmen zu entwickeln. Herausforderungen und die Beschreibung möglicher Durchführungsfehler bei einer Messung, die bei der Erfassung und Bewertung von Tonalhaltigkeiten auftreten können, sollen in den nächsten Abschnitten in Form eines Erfahrungsberichtes aus 15 Jahren Messerfahrung der windtest grevenbroich gmbh erläutert werden.

### Kurzbeschreibung des Verfahrens zu Ermittlung und Bewertung von Tonalhaltigkeiten

Der Begriff Tonalhaltigkeit beschreibt das Vorhandensein einer mehr oder weniger deutlich gegenüber den benachbarten Frequenzbändern ausgeprägten Frequenzkomponente im Frequenzbereich eines beliebigen Geräusches. Das heißt, dass ein innerhalb eines Geräusches ein Einzelton zu hören ist, der die mögliche Störwirkung eines Geräusches - hier bezogen auf den Menschen - im Allgemeinen erheblich steigern kann.

Im folgend dargestellten Einzelspektrum aus einer Schallemissionsmessung an einer WEA gemäß FGW TR 1 [1] ist im Bereich um 100 Hz eine entsprechend ausgeprägte Frequenzkomponente erkennbar.

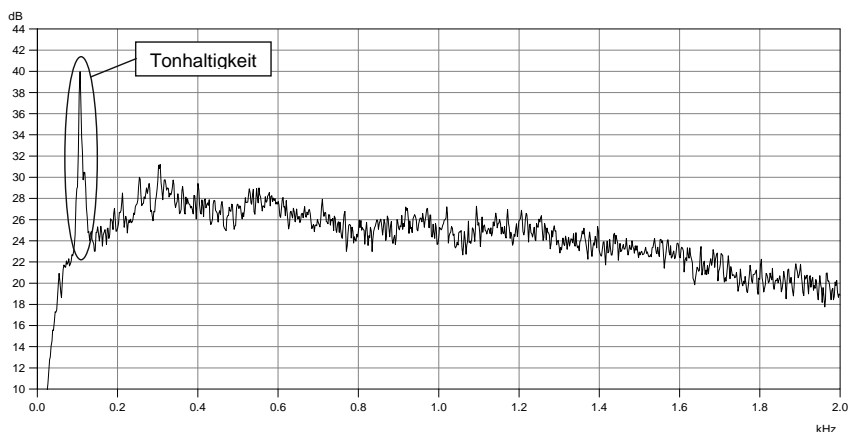


Bild 1: Schmalbandspektrum (FFT) einer WEA mit erkennbarer Tonalhaltigkeit

Auf das in der FGW TR 1 [1] bzw. der IEC 61400-11 Ed. 2.1 [2] beschriebene Verfahren zur Erkennung und Bewertung von Tonhaltigkeiten soll hier nicht im Detail eingegangen werden. Der Erfahrungsbericht setzt nur ein minimales Grundverständnis für das Verfahren voraus.

Daher ist wichtig zu wissen, dass die Höhe des Tonzuschlags gemäß FGW TR 1 [1] im wesentlichen durch folgende Faktoren bestimmt wird:

- Pegel des Tones  
(definiert wie viel Energie des Spektrums der Ton enthält)
- Pegel des maskierenden Geräusches  
(definiert wie stark die Ausprägung des Tones gegenüber dem restlichen Spektrum ausfällt)
- Einfluss der Wahrnehmbarkeit für das menschliche Gehör  
(Beschreibt die Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs in Bezug auf Töne verschiedener Frequenzen)

Aus den drei oben genannten Faktoren ergibt sich die "tonale Wahrnehmbarkeit  $\Delta L$ ", aus dessen Wert letztlich der Tonzuschlag  $K_{TN}$  bestimmt wird.

Ergibt sich eine hohe tonale Wahrnehmbarkeit  $\Delta L$ , d.h. ist der Pegel des Tones hoch, der Pegel des maskierenden Geräusches niedrig und die Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs für die untersuchte Frequenz hoch, so ergibt sich auch ein hoher Tonzuschlag  $K_{TN}$ .

Wie Eingangs erwähnt, soll folgend ein Überblick über den Messaufbau und über beeinflussende Faktoren und Probleme bei der Erfassung und damit auch der Bewertung von Tonhaltigkeiten erläutert werden.

### **Kurzbeschreibung des Messaufbaus**

Bei der Durchführung einer Schallemissionsmessung gemäß FGW TR 1 [1] wird, wie in Abb. 2 dargestellt, mindestens an einer Referenzposition und optional an weiteren Messpunkten seitlich oder vor der WEA - bezogen auf Rotorebene und Windrichtung - mit Messmikrofonen der Schalldruckpegel und Schmalbandspektren erfasst. Die horizontale Messent-



fernung entspricht dabei der Gesamthöhe der WEA (Nabenhöhe zzgl. des halben Rotordurchmessers). Diese Referenzentfernung liegt bei heutigen Onshore-WEA mit Nabenhöhen zw. 90 m - 140 m und Rotordurchmessern zw. 90 m - 130 m in einem Bereich von 135 m - 205 m zur WEA. Bei diesen Entfernungen spricht man vom akustischen Nahfeld, da bei diesen Entfernungen meteorologische Faktoren und Luftabsorption noch keinen größeren Einfluss haben. Im akustischen Fernfeld, beginnend ab einer Entfernung von ca. 400 m, können meteorologische Effekte sowie die Luftabsorption die Schallausbreitung beeinflussen.

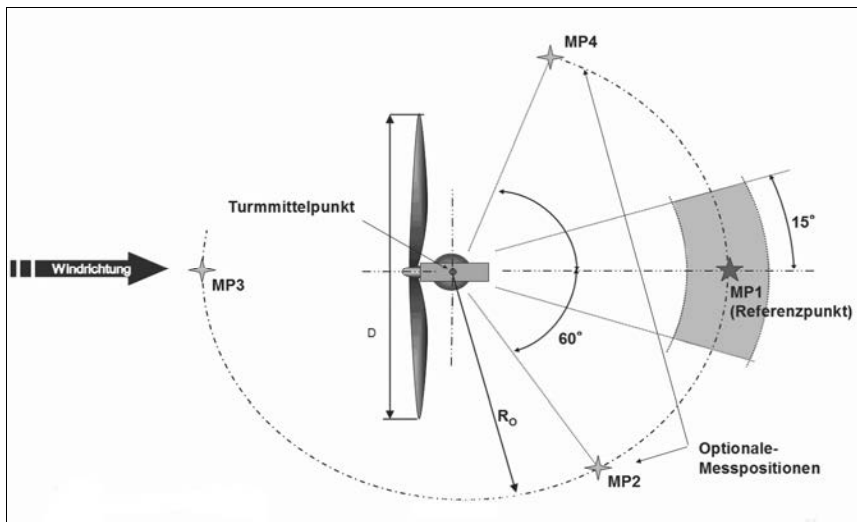


Bild 2: Messaufbau einer Schallemissionsmessung gemäß FGW TR 1 (Draufsicht)

### Einfluss des maskierenden Geräusches bei der Erfassung von Tonhaltigkeiten

Das maskierende Geräusch, also die Energie der benachbarten Frequenzbänder um einen Ton, ist besonders bei der Bewertung von Tonhaltigkeiten mitbestimmend. In gewissen Fällen kann die Reduktion dieses maskierenden Geräusches zu einer Verschärfung bei der Bestimmung der Tonhaltigkeit kommen.

Die folgenden beiden Grafiken zeigen Spektrogramme eines parallel an zwei Messpositionen aufgezeichneten WEA-Geräusches. In Abb. 3 ist das Spektrogramm der Referenzposition (in Mitwindrichtung hinter der WEA) zu sehen. Abb. 4 zeigt hingegen das Spektrogramm einer

Messposition seitlich der WEA (Querwindrichtung). Beide Spektrogramme lassen markante Tonhaltigkeiten im Bereich um 110 Hz, 600 Hz und 1630 Hz erkennen.

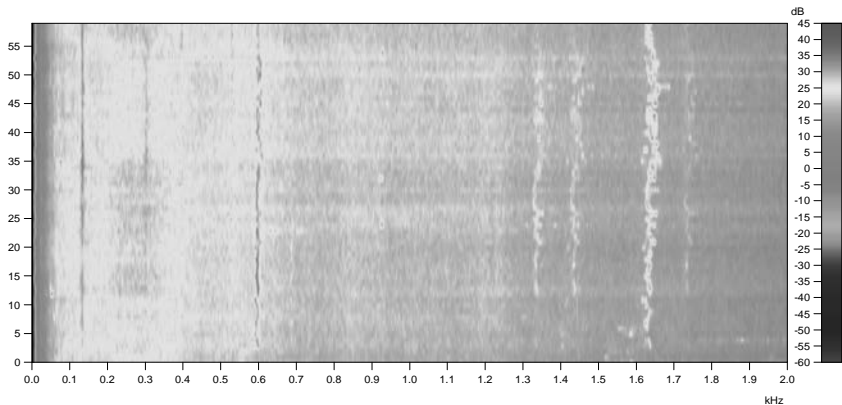


Bild 3: Spektrogramm der Messposition in Mitwindrichtung (Referenzposition)

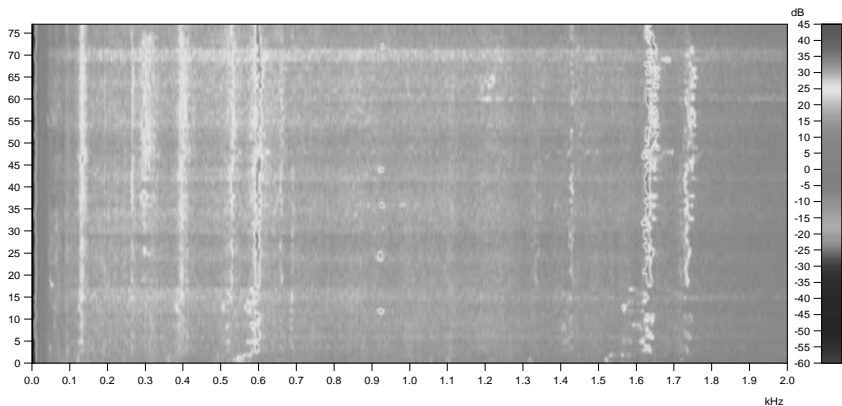


Bild 4: Spektrogramm der Messposition in Querwindrichtung (seitlich zur WEA)

Der wesentlichen Unterschied zwischen den beiden Spektrogrammen liegt in der deutlich reduzierten Energie im Frequenzbereich zw. 100 Hz - 700 Hz. Dies ist darin begründet, dass das aerodynamische Geräusch der Rotorblätter, gemessen in der Rotorebene (Querwindrichtung) deutlich geringer ausfällt als in Mitwindrichtung (Referenzposition). Tonhaltigkeiten werden hingegen in den meisten Fällen radial von der WEA abgestrahlt.

Für die Bewertung der Tonhaltigkeit in Querwindrichtung zur WEA bewirkt dies nun, dass vorhandene Tonhaltigkeiten nicht so stark maskiert werden und die tonale Wahrnehmbarkeit  $\Delta L$  im Vergleich zur Referenzposition (Mitwindrichtung) größer ist.

Die unterschiedliche Bewertung der Tonhaltigkeit an beiden Messpositionen soll in der folgenden Tabelle anhand der vergebenen Tonzuschläge  $K_{TN}$  für versch. Windgeschwindigkeitsklassen verdeutlicht werden.

Tabelle 1: Tonzuschlag  $K_{TN}$  für 600 Hz in Quer- und Mitwindrichtung

Windgeschwindigkeit in 10 m Höhe [m/s]	Tonzuschlag $K_{TN}$ [dB] für 600 Hz in Mitwindrichtung	Tonzuschlag $K_{TN}$ [dB] für 600 Hz in Querwindrichtung
<b>BIN 5</b> (4,5 - 5,5)	0	1
<b>BIN 6</b> (5,5 - 6,5)	0	1
<b>BIN 7</b> (6,5 - 7,5)	0	1
<b>BIN 8</b> (7,5 - 8,5)	0	0

Eine am Referenzpunkt nicht relevanten Tonhaltigkeit kann bei verringertem maskierenden Geräusch in Querwindrichtung bei der Bewertung der Tonhaltigkeit des WEA-Geräusches im Nahfeld zu einer relevanten Tonhaltigkeit werden.

Nun sind Messungen in Querwindrichtung für die Bewertung von Tonhaltigkeiten nicht maßgeblich und die unterschiedliche Bewertung im Nahfeld der WEA hat keine Auswirkungen auf die Relevanz der Tonhaltigkeit im Fernfeld (Immissionsrelevanz im Sinne der TA Lärm [3]).

Jedoch tritt der oben beschriebene Effekt häufig beim Betrieb von WEA in schallreduzierten Betriebszuständen auf. Um eine WEA in der Schalleistung zu reduzieren wird im wesentlichen die Drehzahl der WEA verringert, um das aerodynamische Geräusch der Rotorblätter zu reduzieren. Die dadurch reduzierte Energie in bestimmten Frequenzbereichen kann somit das maskierende Geräusch so weit verringern, dass an einer vorher tonal unauffälligen WEA relevante Tonhaltigkeiten festgestellt werden müssen.

## **Einfluss der Überlagerung durch benachbarte WEA oder Störquellen**

Bei der Durchführung von Schallemissionsmessungen gemäß FGW TR 1 [1] in Windparks werden direkt benachbarte WEA im Umkreis der zu vermessenden WEA häufig außer Betrieb genommen. Dies schafft eine ausreichend ruhige Umgebung, um eine von Fremdgeräuschen ungestörte Messung durchzuführen. WEA in weiterer Entfernung werden aus wirtschaftlichen Gründen häufig nicht außer Betrieb genommen. Dies kann hinsichtlich der Bewertung von Tonalitäten eine häufig unterschätzte Problematik hervorrufen.

Anhand der folgenden Beispiele soll gezeigt werden, welchen Einfluss möglicherweise vorhandene Tonalitäten von WEA in weiterer Entfernung auf die Bewertung von Tonalitäten einer spezifischen WEA haben können, oder die Bewertung sogar unmöglich machen, sofern die Beeinflussung während der Messung nicht erkannt wurde.

Das folgende Spektrogramm zeigt im unteren Bereich das Betriebsgeräusch einer WEA und im oberen Bereich das Fremdgeräusch, welches ermittelt wurde, während die zu vermessende WEA gestoppt war. Im Bereich des Fremdgeräusches und im oberen Bereich des Betriebsgeräusches sind Tonalitäten mit einer Frequenz von 170 Hz erkennbar. Dabei wird die Tonalität im Fremdgeräusch von einer weiter entfernten, baugleichen WEA hervergerufen.

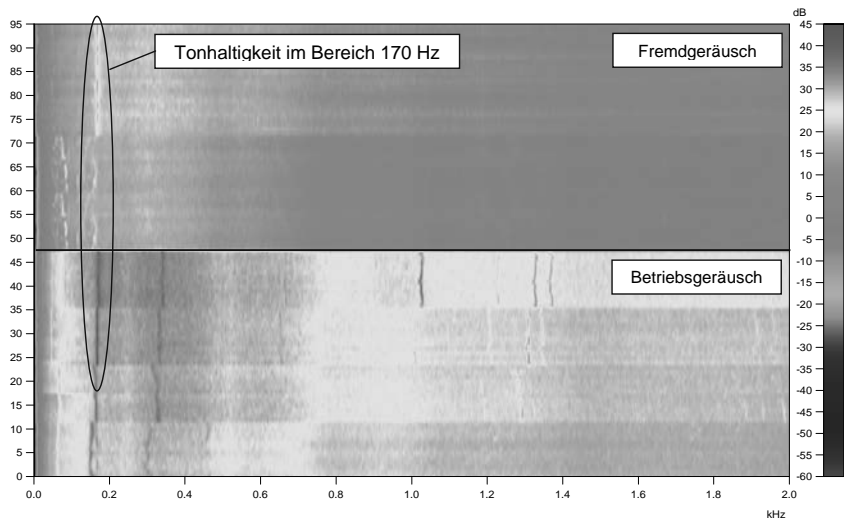


Bild 5: Spektrogramm des Betriebs- und Fremdgeräusch einer WEA mit sich überlagernden Tonhaltigkeiten

Die folgende Abbildung zeigt einen ausgewählten Frequenzbereich von 100 Hz - 240 Hz aus Schmalbandspektren des Betriebs- und des Fremdgeräusches. Deutlich ist zu erkennen, wie sich beide Tonhaltigkeiten überlagern.

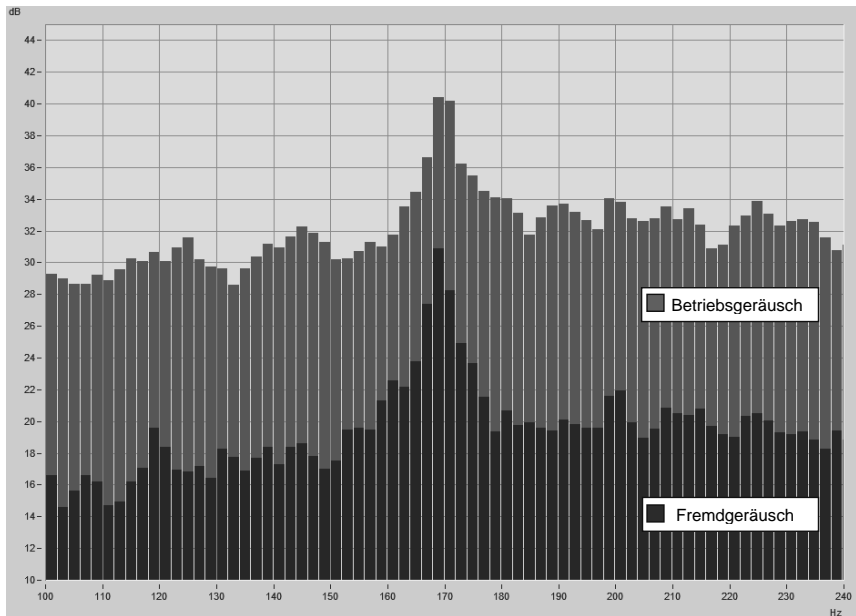


Bild 6: Schmalbandspektrum des Betriebs- und Fremdgeräusch einer WEA mit sich überlagernden Tonalhaltigkeiten

Für die Bewertung der Tonalhaltigkeit der zu vermessenden WEA ergibt sich nun die Problematik, dass die im Betriebsgeräusch gemessene Tonalhaltigkeit um 170 Hz durch die von einer weiter entfernten WEA erzeugte Tonalhaltigkeit verstärkt wurde. Die Folge wäre eine Überbewertung der Tonalhaltigkeit der zu vermessenden WEA. Wird dieses Problem im Nachgang der Messung erst gewahr, kann häufig keine eindeutige Aussage zur Tonalhaltigkeit der vermessenen WEA getroffen werden. In diesem Fall hätte nur die Außerbetriebnahme der weiter entfernten WEA Abhilfe geschaffen.

Das diese Problematik nicht nur mit baugleichen WEA auftreten kann, soll folgendes Beispiel erläutern. In diesem Fall liegt im Fremdgeräusch (bei gestoppter zu vermessender WEA) erneut eine Tonalhaltigkeit im Bereich von 170 Hz vor. Das Betriebsgeräusch der zu vermessenden WEA zeigt neben dieser Tonalhaltigkeit eine weitere Tonalhaltigkeit bei 138 Hz.

Zwei Besonderheiten sind bei dieser Konstellation festzuhalten:

- Die erkennbare Tonhaltigkeit bei 170 Hz im Betriebsgeräusch der zu vermessenden WEA hat in diesem Fall ihren Ursprung nur aus dem Fremdgeräusch einer weiter entfernten WEA. Die WEA erzeugt selbst keine Tonhaltigkeit bei dieser Frequenz, da keine nennenswerte Verstärkung durch Überlagerung vorliegt.
- Die zu vermessende WEA erzeugt eine Tonhaltigkeit bei 138 Hz. Dies ist ersichtlich, da diese Frequenz nur im Betrieb der zu vermessenden WEA auftritt.

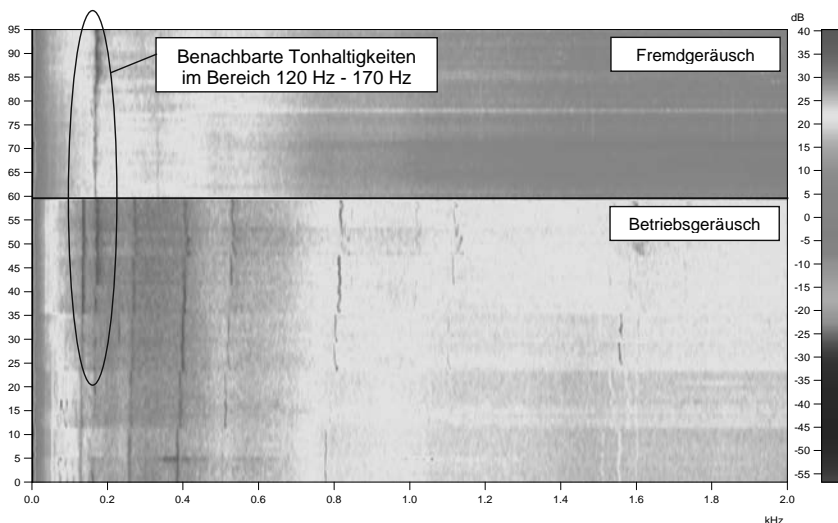


Bild 7: Spektrogramm des Betriebs- und Fremdgeräusch einer WEA mit benachbarten Tonhaltigkeiten

Die folgende Abbildung zeigt einen ausgewählten Frequenzbereich von 100 Hz - 220 Hz aus Schmalbandspektren des Betriebs- und des Fremdgeräusches. Die beiden benachbarten Tonhaltigkeiten sind deutlich zu erkennen.

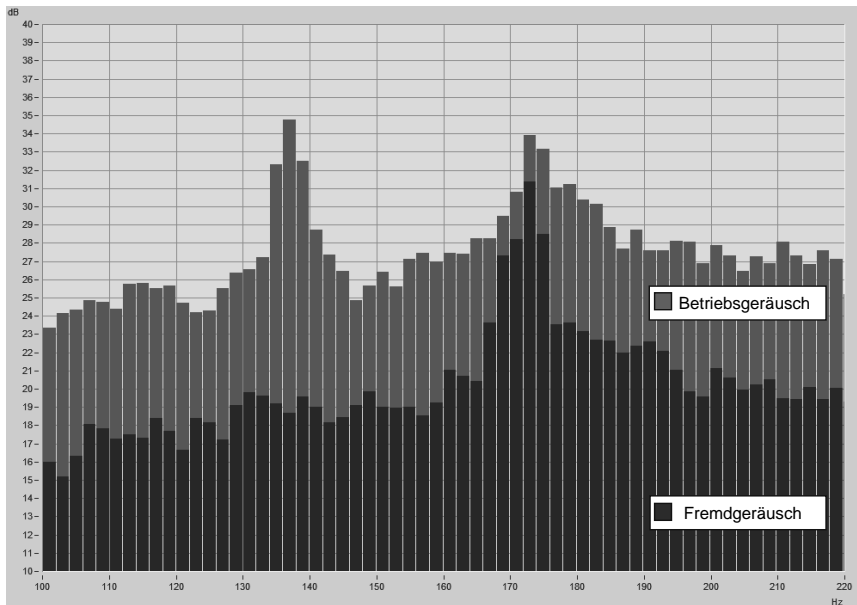


Bild 8: Schmalbandspektrum des Betriebs- und Fremdgeräusch einer WEA mit benachbarten Tonalhaltigkeiten

Für die Bewertung der Tonaligkeit der zu vermessenden WEA ergibt sich nun die Problematik, dass die im Betriebsgeräusch auftretende Tonaligkeit um 138 Hz durch die von einer weiter entfernten WEA erzeugte Tonaligkeit bei 170 Hz ergänzt wird. Das Verfahren zur Bewertung der Tonaligkeit gemäß FGW TR 1 [1] würde die Energie beider Tonalitäten zusammenfassen und die Tonalität der zu vermessenden WEA überbewerten. Auch hier hätte nur die Außerbetriebnahme der benachbarten WEA Abhilfe geschaffen.



## 2. Praktische und theoretische Übertragung von Tonhaltigkeit ins Fernfeld

Auf dem Schallausbreitungsweg vom Nahfeld einer WEA ins Fernfeld, sprich in immissionsrelevante Entfernungen, können neben der geometrischen Ausbreitung (reziprokes Abstandsgesetz) auch weitere Ausbreitungsverluste zur Reduzierung des gemessenen Schalldruckpegels im Fernfeld führen. In diesem Abschnitt ist dabei die frequenzabhängige Dämpfung durch Luftabsorption (Dissipation), im Kontext der Erfassung und Bewertung von Tonhaltigkeiten, von vorrangiger Bedeutung. Im Allgemeinen macht sich der Effekt der Luftabsorption erst bei mittleren und hohen Frequenzen und langen Ausbreitungswegen bemerkbar. Weiterhin haben relative Luftfeuchte und Lufttemperatur einen Einfluss auf den Dämpfungskoeffizienten der Luftabsorption.

Für die Bewertung von Tonhaltigkeiten im Fernfeld kann die frequenzabhängige Luftabsorption von ausschlaggebender Bedeutung sein. Insbesondere bei höheren Frequenzen im Bereich ab 2 kHz können im Nahfeld relevante Tonhaltigkeiten aufgrund der Luftabsorption im Fernfeld messtechnisch nicht mehr nachgewiesen werden. Die folgenden im Nahfeld und parallel im Fernfeld aufgezeichneten Schmalbandspektren sollen den unterschiedlichen Einfluss der Luftabsorption deutlich machen.

### Praktische Übertragung von Tonhaltigkeiten ins Fernfeld und der Einfluss von Ausbreitungsverlusten

Das Spektrogramm in Abb. 9 zeigt die Schmalbandspektren einer WEA im Nahfeld (180 m Entfernung zur WEA) und im akustischen Fernfeld (650 m Entfernung zur WEA). Es ist erkennbar, dass die Tonhaltigkeit bei ca. 100 Hz sich auch ins Fernfeld überträgt und messtechnisch nachweisbar ist. Bei einer Frequenz von 100 Hz beträgt der Luftabsorptionskoeffizient lediglich 0,22 dB/km [5] bei 20°C und 70 % rel. Luftfeuchte. In diesem Fall ergibt sich für das Nahfeld ein Tonhaltigkeitszuschlag  $K_{TN}$  von 5 dB gemäß FGW TR 1 [1] und für das Fernfeld ein Tonzuschlag von 3 dB gemäß TA Lärm [3].

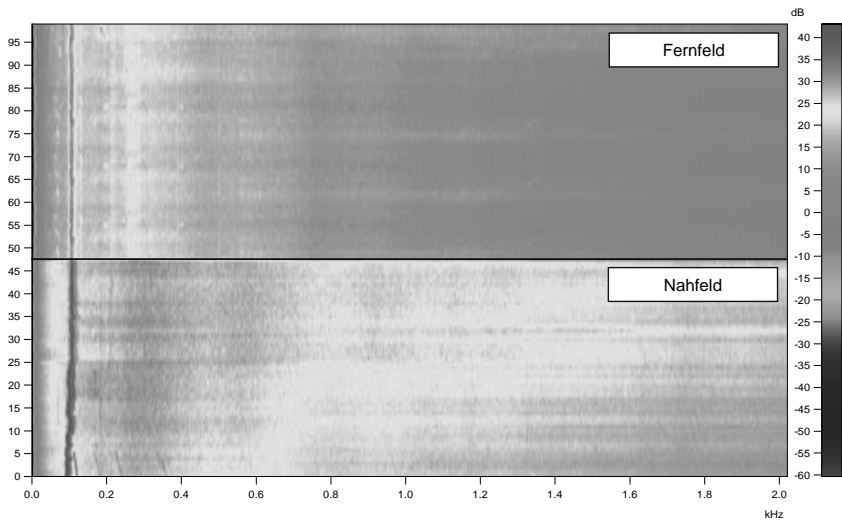


Bild 9: Spektrogramm des Betriebsgeräusch mit tieffrequenter Tönhaltigkeiten um 100 Hz im Nah- und im Fernfeld einer WEA

Das die Luftabsorption bei höheren Frequenzen wirksamer ist, zeigt das folgende Beispiel. Die Abb. 10 und Abb. 11 zeigen die Schmalbandspektren einer WEA im Nahfeld (170 m Entfernung zur WEA) und im akustischen Fernfeld (500 m Entfernung zur WEA). Im Bereich von 4.000 Hz ist eine Tönhaltigkeit deutlich zu erkennen.

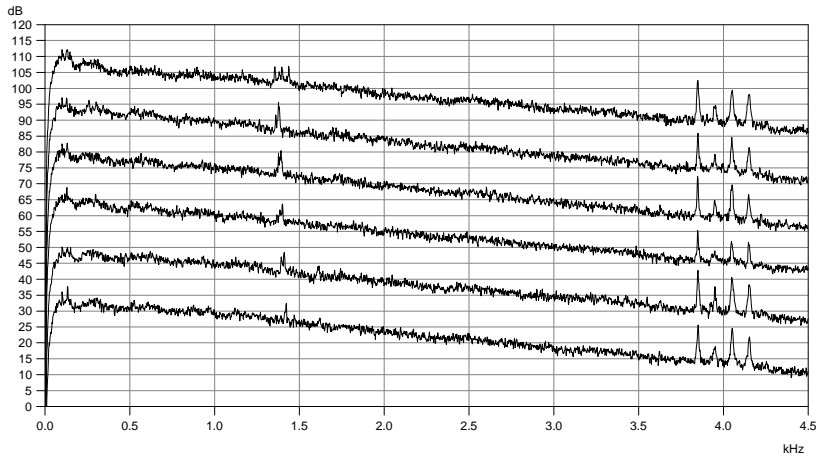


Bild 10: Schmalbandspektren im Nahfeld einer WEA (obere Spektren jeweils 15 dB nach oben verschoben)

Zeitgleich zur Schallemissionsmessung wurde eine weitere Mikrofonposition in immissionsrelevanter Entfernung (ca. 500 m) errichtet. Dabei wurde die Mikrofonposition so gewählt, dass Fremdgeräusche und eine mögliche Verdeckung hierdurch, so niedrig wie möglich ausfallen. Bei der Analyse wurde auf die Untersuchungszeiträume zurückgegriffen, die bei der Tonhaltigkeitsanalyse der Emissionsmessung im Nahfeld gewählt wurden.

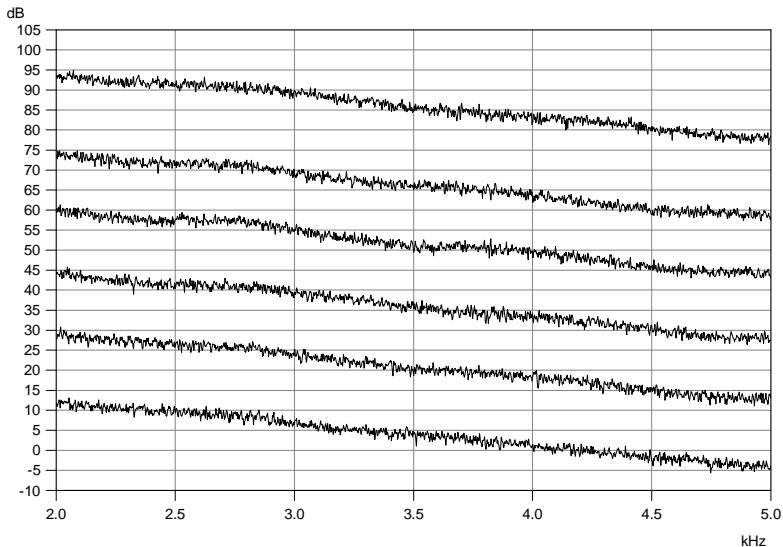


Bild 11: Schmalbandspektren im Fernfeld einer WEA (obere Spektren jeweils 15 dB nach oben verschoben)

Es ist erkennbar, dass die Tonhaltigkeit bei ca. 4.000 Hz im Fernfeld messtechnisch nicht nachweisbar ist. Der Luftdämpfungskoeffizient bei einer Frequenz von 4.000 Hz beträgt 20,2 dB/km [5] bei 20°C und 70 % rel. Luftfeuchte. In diesem Fall ergibt sich für das Nahfeld ein Tonhaltigkeitszuschlag  $K_{TN}$  von 3 dB gemäß FGW TR 1 [1] und für das Fernfeld ein Tonzuschlag von 0 dB gemäß TA Lärm [3].

Bislang gibt es für die Bewertung der Immissionsrelevanz einer Tonhaltigkeit auf Basis einer Messung im Nahfeld (Schallemissionsmessung gemäß [1]) keine geeignete Methode. In der Praxis muss für die eindeutige Bewertung zusätzlich eine Messung im Fernfeld durchgeführt werden. Der folgende Abschnitt soll jedoch einen Ansatz zur Bewertung der Immissionsrelevanz von Tonhaltigkeiten liefern.

## Theoretische Übertragung von Tonhaltigkeiten ins Fernfeld und Einfluss von Ausbreitungsverlusten

Für die theoretische Betrachtung, inwieweit sich die tonale Auffälligkeit im akustischen Nahbereich spektral ins Fernfeld überträgt, wird die DIN ISO 9613-2 [6] sowie die ISO 9613-1 [5] hinzugezogen. Hierin enthalten sind Angaben über die frequenzabhängige Luftabsorption hinsichtlich der für die Schallausbreitung relevanten meteorologischen Parameter (Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit). Während in [6] u. a. die im Immissionsschutzbereich gängigen meteorologischen Fälle (10°C sowie 20°C bei 70 % Luftfeuchte) abgebildet werden, werden in [5] umfangreichere meteorologische Fälle betrachtet, die für eine worst-case Betrachtung berücksichtigt werden.

Die theoretische Übertragung ins Fernfeld, des hier beispielhaft festgelegten Tonpegels in 122 m Entfernung ( $L_{pt,j,k(122m)} = 36,2 \text{ dB}$ ), erfolgt anhand des folgenden Ansatzes.

$$L_{pt,j,k(500m)} = L_{pt,j,k(122m)} - 6\text{dB} - \alpha - A_{div} + G_{Ref}$$

- mit:
- $L_{pt,j,k(500m)}$  = Tonpegel bei einer Entfernung von 500 m
  - $\alpha$  = frequenzabhängige Luftdämpfung bei Ausbreitung im akustischen Freifeld [5],
  - $A_{div}$  = Dämpfung aufgrund geometrischer Ausbreitung,
  - $G_{Ref}$  = Bodenreflexion,

und unter Berücksichtigung eines Abzugs von 6 dB aufgrund von Schallreflexionen durch die verwendete Messplatte bei der Ermittlung des Tonpegels  $L_{pt,j,k(122m)}$  in 122 m Entfernung.

Unter Hinzuziehung der klimatischen Verhältnisse während einer beispielhaften Messung wird im Folgenden auf den theoretisch zu erwartenden Wert für  $L_{pt,j,k(500m)}$  geschlossen. Die folgende Tabelle zeigt die meteorologischen Bedingungen des Messtags.

Tabelle 2: Meteorologische Bedingungen während der Messung

<b>Bewölkung</b>	heiter bis wolkig
<b>Luftdruck</b>	1012 - 1013 hPa
<b>Lufttemperatur</b>	13 - 17°C
<b>Luftfeuchte</b>	75 - 90 %

Aus der Differenz der Messentfernungen und der meteorologischen Bedingungen ergeben sich folgende Faktoren für:

- $\alpha$  = 9,0 dB
- $A_{\text{div}}$  = 12,3 dB,
- $G_{\text{Ref}}$  = 3 dB

Unter Berücksichtigung der klimatischen Bedingungen während der Messung, ist also ein theoretischer Tonpegel  $L_{\text{pt},j,k(500\text{m})} = 11,9$  dB in 500 m Entfernung zu erwarten. Tatsächlich wurde aber in diesem Frequenzbereich und in dieser Entfernung kein Pegel in dieser Höhe gemessen. Anhand der Spektren ist zu erkennen, dass die Pegel in diesem Frequenzbereich im Mittel bei nur 5 dB(A) liegen (siehe Abb. 11).

### Erkenntnisse der bisherigen theoretischen Betrachtung

Die bisherige theoretische Untersuchung zeigt, dass sich im Fernfeld Tonpegel ergeben, die unter Annahme von idealisierten Verhältnissen, z. B. eines minimalen verdeckenden Geräuschanteils (mittlerer Schmalbandpegels  $L_S = 0$  dB [7]), zunächst erfolgreich als Ton (mit  $L_{\text{pt},j,k} > 6$  dB) identifiziert werden können. Ob der Ton nun schlussendlich akustisch wahrnehmbar erscheint, ist aber nur indirekt vom Tonpegel abhängig. Vielmehr spielt die Höhe der Maskierung und die akustische Wahrnehmbarkeit die maßgebliche Rolle. Basierend auf den bisherigen Ergebnissen wird im nachfolgenden Kapitel unter der worst-case-Annahme, dass eine minimale Verdeckung durch Geräusche am Immissionsort vorliegt, ein Schwellenwert im relevanten Frequenzbereich errechnet, sodass sich neben einer erfolgreichen Tonidentifikation auch eine positive tonale Wahrnehmbarkeit einstellt und der Ton bei Überschreitung diese Schwellenwertes akustisch wahrzunehmen wäre.

Umgekehrt lässt sich unter Hinzuziehung der DIN 45681 [7] auf den theoretischen Tonpegel im akustischen Nahbereich der WEA abstellen, der sich einstellen muss, damit es in Abhängigkeit zur Meteorologie und zur Messentfernung zu einer tonalen Wahrnehmbarkeit kommt. Dies wird zusätzlich aufgeführt, damit in den entsprechenden schalltechnischen Gutachten über Schallemissionsmessungen schnell ersichtlich wird, ob der Schwellenwert unterschritten bleibt.

### Mithörschwelle und Verdeckungsmaß gemäß DIN 45681

Um zu Ermitteln ob die tonale Auffälligkeit im Bereich von 4.000 Hz im akustischen Fernfeld tatsächlich akustisch wahrnehmbar ist, wird auf die DIN 45681 [7] zurückgegriffen. Hierin ist die Bestimmung der Pegeldifferenz  $\Delta L$  des Tonpegels  $L_T$  zum Pegel der Mithörschwelle beschrieben.

$$\Delta L = L_T - L_G - a_v$$

- mit:
- $\Delta L$  = Pegeldifferenz [dB],
  - $L_G$  = Frequenzgruppenpegel [dB],
  - $a_v$  = Verdeckungsmaß [dB],
  - $(L_G - a_v)$  = Mithörschwelle (in Abhängigkeit der Frequenz)

Unter Berücksichtigung einer Tonfrequenz von 4.000 Hz, einer maximal erlaubten Frequenzauflösung von 4 Hz [7] und unter der Annahme eines worst-case-Falles, dass kein maskierendes Geräusch vorliegt (mittlerer Schmalbandpegel  $L_s$  [7] = 0 dB), ergibt sich ein Frequenzgruppenpegel  $L_G$  von 22,5 dB bei einem Verdeckungsmaß  $a_v$  von -4,3 dB. Hierdurch ergibt sich eine Mithörschwelle von 26,8 dB.

D. h. eine tonale Auffälligkeit muss im Frequenzbereich um 4.000 Hz einen Tonpegel von >26,8 dB erreichen, um diese aus dem verdeckenden Geräusch heraushören zu können und um nach [7] als wahrnehmbar eingestuft werden zu können. Grundsätzlich kann ein Ton nur dann vorliegen, wenn die Differenz  $\Delta L > 0$  dB ist.

Zur Verdeutlichung ist die nachstehende Grafik aufgeführt. Hierin ist die so genannte Mithörschwelle [7] dargestellt, die sich ergibt wenn man eine minimale Verdeckung durch Geräusche annimmt ( $L_s = 0$  dB). Ein Ton muss mindestens soviel Energie beinhalten, dass dieser den Pegel der Schwelle im relevanten Frequenzbereich überschreitet. Unter der vorweg getroffenen Annahme würde es nur dann zu einer positive Differenz  $\Delta L$  führen und ein Ton akustisch wahrnehmbar werden.

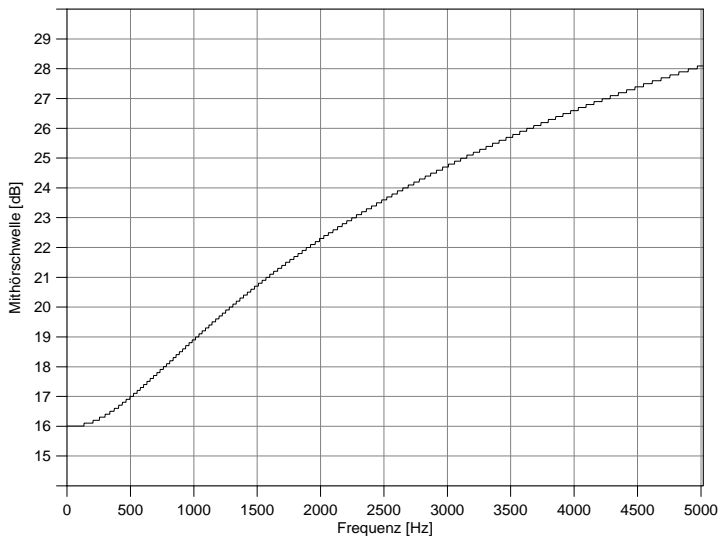


Bild 12: Mithörschwelle ( $L_G - a_v$ )

Umgekehrt lässt sich ein maximaler Tonpegel  $L_{pt,j,k}$  in Abhängigkeit zur Meteorologie und der Messentfernung für das Nahfeld ermitteln. Diese Werte sollten bei einer identifizierten tonalen Auffälligkeit (im Bereich von etwa 4.000 Hz) durch eine Schallemissionsmessung nach [1] nicht überschritten werden, damit es in immissionsrelevanter Entfernung zu keiner wahrnehmbaren tonalen Auffälligkeit kommt.

Aus Abb. 12 ist ersichtlich, dass der Tonpegel  $L_T$  bei 4.000 Hz größer 26,8 dB sein müsste, um ein positives  $\Delta L$  zu erreichen. Daher wurde in der folgenden Gleichung  $L_{pt,j,k} = L_T = 26,8$  dB gesetzt.

$$L_{pt,j,k} = L_{pt,j,k(IP)} + 6dB + \alpha + A_{div} - G_{Re fl}$$

Für unser gewähltes Beispiel würde sich mit den zuvor getroffenen Annahmen ein Schwellenwert für den Tonpegel im Nahfeld  $L_{pt,j,k}$  von 51,1 dB ergeben. Der tatsächlich gemessene Tonpegel im Nahfeld betrug allerdings nur 36,2 dB. Daher ist die im Nahfeld auftretende Tonhaltigkeit bei 4.000 Hz im Fernfeld nicht mehr nachweisbar.



Die obige Gleichung kann also Anhaltswerte geben, um festzustellen, ob tonale Auffälligkeiten die bei Schallemissionsmessungen nach [1] mit einem Tonhaltigkeitszuschlag für den Nahbereich von  $K_{TN} \geq 2$  dB bewertet wurden, relevant für die Immissionsituation sind. Anzumerken ist, dass die Verdeckung durch Fremdgeräusche als minimal angenommen wurde ( $L_S = 0$  dB [7]). Da in der Realität der mittlere Schmalbandpegel  $L_s > 0$  dB liegt, sind die oben angegebenen Werte als eine worst-case-Betrachtung zu verstehen.

### **3. Akustische Hilfsmittel zur Vermessung von WEA an Standorten mit starkem Umgebungslärm**

Bei einer Schallimmissionsmessung im Fernfeld einer WEA oder eines Windparks sind die auftretenden Schalldruckpegel aufgrund der geometrischen Ausbreitung und anderen Ausbreitungsverlusten deutlich geringer als im Nahfeld. Häufig sind die Entfernungen der Immissionspunkte (IP) an den nächsten Wohnbebauungen zu einer WEA oder Windpark größer als 500 m. Der zu erwartende Schalldruckpegel durch das Betriebsgeräusch des Windparks kann in dieser Entfernung bereits so weit abfallen, dass er nur noch 25 - 35 dB beträgt.

An solchen Immissionspunkten ist die Durchführung einer Schallimmissionsmessung häufig nicht ohne weiteres möglich, da der Signal zu Geräusch Abstand (engl. SNR für „signal to noise ratio“) mindestens 3 dB betragen muss [3]. Das bedeutet, dass der Pegel des Gesamtgeräusches (Betriebsgeräusch einer WEA oder eines Windparks und Fremdgeräusche) im Verhältnis zum alleinigen Fremdgeräusch um mindestens 3 dB erhöht sein muss. Im Durchschnitt ist in einer stillen Nacht mit Fremdgeräuschen um 30 dB zu rechnen. Diese Fremdgeräusche treten in der Regel durch windinduzierte Geräusche an umliegenden Büschen und Bäumen oder sonstigem Bewuchs auf. Häufig tragen weiter entfernte Straßen oder Industrieanlagen ebenfalls zum Fremdgeräuschpegel bei.

In Fällen bei dem der SNR für eine Immissionsmessung zu gering ausfällt, kann ein akustisches Hilfsmittel verwendet werden. Die Durchführung einer Schallimmissionsmessung unter Zuhilfenahme dieses akustischen Hilfsmittels wurde im mittlerweile überarbeiteten WEA-Geräuschimmissionserlass des Landesumweltamtes Brandenburg [8] beschrieben. Ausserdem ist das Verfahren in einer Expert Group Study der IEA "Recommended practices for wind turbine testing, 10. Measurement of noise immission from wind turbines at noise receptor locations" [9] beschrieben.

Das beschriebene akustische Hilfsmittel besteht aus einer senkrecht aufgestellten Messplatte, die aus akustisch hartem Material wie etwa einer Holzplatte mit ausreichender Stärke, ange-

fertigt ist. In diese Messplatte werden zwei Mikrofone zur Messung der Schalldruckpegel eingebracht. Die Messplatte wird so ausgerichtet, dass die Mikrofone in Richtung der zu vermessenden WEA gerichtet sind. Die folgende Abbildung zeigt die Dimensionen der Messplatte und die Positionen der Mikrofone.

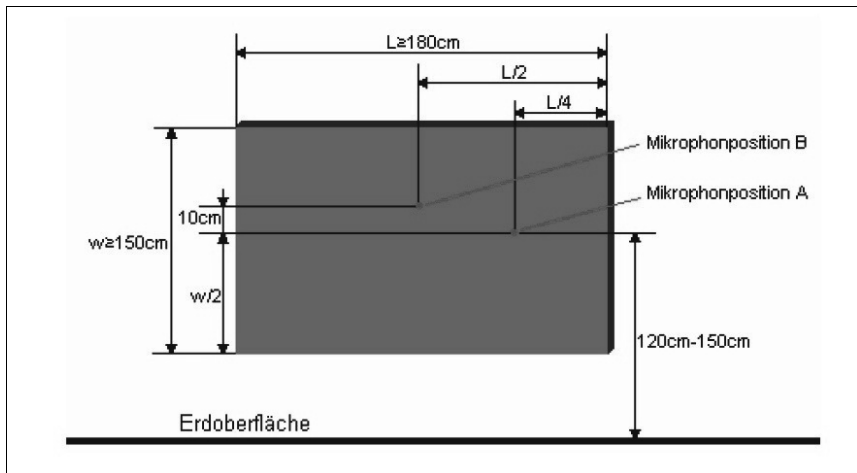


Bild 13: Aufbau und Dimensionen einer Messplatte gemäß [9]

Die Mikrofonposition A ist zur Verringerung des Einflusses durch Fremdgeräusche, die hinter der Messplatte auftreten, geeignet. Die Mikrofonposition B ist zur Verringerung des Einflusses durch windinduzierte Geräusche vorgesehen. Die Mikrofone sind senkrecht zur Plattenanordnung so auszurichten, dass sich die Kapseloberfläche des Mikrofons planparallel zur Plattenoberfläche befindet. Zur weiteren Minderung von windinduzierten Einflüssen auf das Mikrofon sind Windschirme zu verwenden.

In Feldversuchen konnte durch die Verwendung der Messplatte an einer Messposition gemessen werden, an der rückwärtig hohe windinduzierte Fremdgeräusche auftraten. Abbildung 14 zeigt den Messaufbau vor einer Baumreihe mit einem konventionellen Messaufbau für Immissionsmessungen und die aufgestellte Messplatte. Der konventionelle Messaufbau für Immissionsmessungen gemäß DIN 45645 [10] besteht aus einem Mikrofon auf einem Stativ mit mindestens 4 m Höhe.



Bild 14: Messaufbau einer Immissionsmessung mit Messplatte und Stativ vor einer Baumreihe

Bei der Messung mit dem konventionellen Messaufbau konnte aufgrund der hohen windinduzierten Fremdgeräusche am rückwärtigen Bewuchs nur ein SNR von 1 dB - 3 dB erlangt werden [11]. Bei der Verwendung der Messplatte hingegen, konnte durch Abschirmung der Fremdgeräusche des rückwärtigen Bewuchs ein SNR von 3 dB - 5 dB erzielt werden [11]. Es ist festzuhalten, dass die Schallimmissionsmessung mit konventionellem Messaufbau keine verwertbaren Ergebnisse geliefert hat, da der SNR nicht die mindestens geforderten 3 dB einhält. An der gleichen Messposition konnte der Fremdgeräuscheinfluss soweit verbessert werden, dass verwertbare Ergebnisse erzielt wurden.

In anderen Fällen wurde die Messplatte eingesetzt, um die Rollgeräusche von Fahrzeugen einer rückwärtig zur Messposition verlaufenden Autobahn zu minimieren. Auch in diesem Fall konnte durch die abschirmende Wirkung der Messplatte ein verbessertes SNR erzielt werden.

- [1] Technische Richtlinien für Windenergieanlagen, Revision 18, Stand 01.02.2008  
Teil1: Bestimmung der Schallemissionswerte, Herausgeber: Fördergesellschaft  
Windenergie e. V.
- [2] IEC 61400-11:2002 + A1:2006,  
Wind turbine generator systems- Part 11: Acoustic noise measurement techniques
- [3] Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz  
(Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm - TA Lärm), 26.08.1998
- [4] Erlass für die Planung und Genehmigung von Windenergieanlagen und Hinweise  
für die Zielsetzung und Anwendung (Windenergie-Erlass) des Landes NRW vom  
04.11.2015
- [5] ISO 9613-1:1993-06,  
Akustik; Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien; Teil 1: Berechnung der  
Schallabsorption durch die Luft, 01.06.1993
- [6] ISO 9613-2:1999-10,  
Akustik; Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien; Teil 2: Allgemeines  
Berechnungsverfahren (ISO 9613-2:1996), 01.10.1999
- [7] DIN 45681  
Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages  
für die Beurteilung von Geräuschimmissionen  
August 2006
- [8] Erlass des Ministeriums für Landwirtschaft, Umweltschutz und Raumordnung des  
Landes Brandenburg zu Anforderungen an die Geräuschimmissionsprognose und an  
die Nachweismessung bei Windenergieanlagen (WEA), WEA-  
Geräuschimmissionserlass von 31.07.2003
- [9] Executive Committee of the International Energy Agency Programme for Research  
and Development on Wind Energy Conversion Systems (1997). "Recommended  
practices for wind turbine testing and evaluation: 10.Measurement of noise immission  
from wind turbines at the receptor locations", Stockholm.
- [10] DIN 45645, Teil 1:  
Ermittlung von Beurteilungspegel aus Messungen, Teil 1: Geräuschimmissionen in  
der Nachbarschaft, Juli 1996.
- [11] Rode. D.: Experimentelle Analyse einer Messplatte für Schallimmissionsmessungen  
an Windenergieanlagen, Fachhochschule Köln, Diplomarbeit 13.03.2008

## Messdaten-basierte Restnutzungsdauer-Ermittlung von Windenergieanlagen – Erkenntnisse aus einer 18-monatigen Lastmessung

Dipl.-Ing. **René Kamieth**, Prof. Dr.-Ing. **Robert Liebich**,  
TU Berlin, FG Konstruktion u. Produktzuverlässigkeit, Berlin;  
Dr.-Ing. **Christoph Heilmann**, BerlinWind GmbH, Berlin

### Kurzfassung

Einige tausend Windenergieanlagen (WEA) erreichen derzeit jährlich in Deutschland das Ende ihrer meist 20jährigen Entwurfs-Lebensdauer. Bei vielen Betreibern besteht der Wunsch nach einem Weiterbetrieb. Gemäß der für die Bauämter relevanten DIBt-Richtlinie ist hierfür ein Nachweis der weiterhin gegebenen WEA-Stand- und Betriebssicherheit notwendig. Als Ergänzung zur obligatorischen visuellen Inspektion und analytischen Neuberechnung der WEA wird hier eine Methode vorgestellt, die die erlebten Betriebslasten einer Anlage aus ihren Betriebsdaten und einer mehrwöchigen Lastmessung rekonstruiert. Seit Juni 2014 läuft zur Erprobung der Methode erfolgreich eine kontinuierliche Lastmessung an einer 600 kW-WEA in einem kleinen Windpark, für die langjährige Betriebsdaten vorliegen und die im Betriebsbereich auch Turmresonanz aufweist.

In das Lastkollektiv der Auslegung, sowie des späteren Betriebs, gehen nicht nur Lasten aus dem Normalbetrieb ein, die gemäß IEC 61400-13 in 10-min-Zeitreihen ausgewertet werden. Es sind auch Lasten aus Sonderereignissen im Betrieb, z.B. Auftreten von Fehlern, Notabschaltungen usw. zu berücksichtigen. Die Anlage besitzt eine betriebliche Schwingungsüberwachung zur Abschaltung bei unzulässigen Turmschwingungen, was insbesondere in durch Nachlauf gestörten Windsektoren beobachtet wird.

Die Analyse der Lastmessdaten zeigt, dass die ursächlichen hohen Schwingungen nur mit erfasst werden, wenn der Zeitabschnitt vor der Abschaltung mit ausgewertet wird.. Bei gleicher Fehlermeldung variieren die Amplituden und Lastwechsel stark, weil unterschiedliche Abschaltkriterien hinterlegt sind. Die Verallgemeinerung auf die Gesamtnutzungsdauer erfordert statistische Untersuchungen. Die Übertragbarkeit einer Lastmessung auf baugleiche WEA wird durch Vergleich der Betriebsdaten mit den simultan erfassten der baugleichen Nachbar-WEA untersucht. Ob nur eine Anlage bei Sturm abgeschaltet ist oder eine partielle Betriebs-Bö, hier über 50 m/s nur eine der Anlagen trifft, kann nur bei Vorliegen entsprechend umfangreicher Betriebsdaten und deren Auswertung für die Ermittlung des ertragenen

Lastkollektivs genutzt werden, damit dieses weder unter- noch überschätzt wird. Somit zeigt sich, dass Lastmessungen und Betriebsdatenauswertung ein wichtiger Pfeiler der Beurteilung des Weiterbetriebs sein sollten, jedoch weiterhin umfangreicher Forschungsbedarf für eine zuverlässige Anlagenbeurteilung besteht.

## 1 Einleitung

Aktuell erreichen jährlich mehrere tausend Windenergieanlagen (WEA) in Deutschland das Ende ihrer meist 20jährigen Entwurfs-Lebensdauer [1, 2], und es besteht großes Interesse an deren Weiterbetrieb. Hierfür ist dem zuständigen Bauamt gegenüber, basierend auf der Richtlinie für Windenergieanlagen des Deutschen Instituts für Bautechnik 2012 ((DIBt-Richtlinie [1] ) und unter Berücksichtigung der WEA-Weiterbetriebs-Richtlinie 2009 des DNV-GL [3], die Betriebssicherheit für alle lastabtragenden Strukturkomponenten nachzuweisen, nicht nur Turm und Fundament. Um den möglichen Zeitraum des Weiterbetriebs und ggf. Auflagen zu ermitteln, müssen Sachverständige zwei Methoden kombiniert anwenden [1]:

- a) eine komplette analytische Neuberechnung der WEA mit den Standort-Winddaten, die u.a. ein Wind- und Turbulenzgutachten sowie detaillierte Konstruktionsdaten und die individuellen Anlagenparameter (Eigenfrequenzen, Leistungskurve) erfordert und
- b) eine vertiefte WEA-Inspektion, ähnlich der Wiederkehrenden Prüfung, die u.a. genaue Kenntnis der Schwachstellen erfordert, um z.B. dort nach Rissen zu suchen.

Der Arbeitskreis Weiterbetrieb des Bundesverband Windenergie e.V. hat ergänzende Kommentare zur Beurteilung des Weiterbetriebs veröffentlicht [7], die aktuell auch um Details zum Vorgehen beim analytischen Nachweise sowie zum möglichen Einsatz von Messtechnik ergänzt werden.

Veröffentlichungen des DNV-GL von 2016 zum Thema beschreiben vier unterschiedlich aufwändige Methoden und deren Ergänzung mit weiteren Ansätzen [8, 9]. Neben der vorgeschlagenen Betriebsdatenauswertung wird erstmals auch die optionale Berücksichtigung von Wind- sowie Lastmessungen zur Bestimmung der Schwingungsantwort der Anlage genannt. Praxis-Erfahrungen im Forschungsprojekt sowie mit Last- und Schwingungsmessungen legen nahe, dass das ertragene Betriebslast-Kollektiv durch die alleinige Anwendung der beiden Methoden a) und b) fehleingeschätzt wird. Die Betriebslasten können, wie bei allen Turbinen, erhöht sein, wenn ermüdungsrelevante Design-Parameter des Rotors nicht mit denen des Entwurfs übereinstimmen. Zusätzliche Massenträgheitskräfte durch unzulässige Rotorunwucht oder erhöhte aerodynamische Kräfte wegen Blattwinkeldifferenz, Blatterosion etc., treten bei einem großen Prozentsatz aller Anlagen auf [11]. Dies kann jedoch messtechnisch

für die einzelne Anlage ermittelt werden, genauso wie die individuellen Eigenfrequenzen von Blättern und Turm, die für die Strukturantwort (d.h. Belastung) relevant sind und daher im analytischen Nachweis benötigt werden. Messungen können erhöhte Ermüdungslasten zeigen lange bevor sichtbare Risse entstehen und schaffen damit auch das Potenzial, Gegenmaßnahmen einzuleiten (z.B. durch Blattwinkelkorrektur), um für den Weiterbetriebszeitraum die Belastung zu verringern.

## **2 Projekt-Ansatz zur Rekonstruktion des ertragenen Lastkollektivs**

Analog zur WEA-Auslegung, bei der simulierte und am Prototyp verifizierte Lasten mittels Winddaten auf die Lebensdauer extrapoliert werden, besteht der Projektansatz darin, als Ergänzung zu den o.g. Weiterbetriebs-Nachweismethoden, das ertragene Betriebslastkollektiv basierend auf individuell gemessenen WEA-Betriebslasten nach deren Klassierung mittels einer Capture-Matrix und den WEA-Betriebsdaten, sowie weiteren Informationen der Lebenslaufakte, zu rekonstruieren und das Ergebnis mit dem Auslegungs-Lastkollektiv zu vergleichen. Einerseits muss die Lastmessung durch ausreichende Dauer und Sensoranzahl Betriebszustände repräsentativ abbilden. Andererseits stehen dem hohe Kosten für lange Messzeiträume mit vielen Messkanälen sowie entsprechender Auswertearbeit gegenüber. Die Zulässigkeit von Verfahrens-Vereinfachungen kann nur mittels Sensitivitätsanalysen basierend auf längere Lastmessungen untersucht werden. Denn es sollte die mögliche Restnutzungsdauer weder unterschätzt werden, so dass eine noch wirtschaftlich betreibbare Alt-Anlage wegen Fehleinschätzung stillgelegt wird. Noch darf bei einer schon stark vorgeschädigten Anlage durch Überschätzung der Restnutzungsdauer ein zu langer Zeitraum angegeben werden, was das Schadens- und Arbeitsrisiko erhöht. Da im Folgenden nur auf Sonderereignisse eingegangen wird, sei für den detaillierteren Ablauf zur vorgeschlagenen messtechnischen Restnutzungsdauer-Ermittlung auf [10] verwiesen.

## **3 Erprobung durch Lastmessung an einer 15 Jahre alten Windenergieanlage**

Im Rahmen des Projekts findet seit Juni 2014 an einer 15 Jahre alten, getriebelosen, drehzahlvariablen 600 kW-WEA erfolgreich eine kontinuierliche Lastmessung in Anlehnung an IEC 61400-13 [4] statt, ohne separaten Windmessmast. Das eigenentwickelte 17-kanalige Lastmesssystem, siehe [10] zum Messsystemaufbau, erfasst zusätzlich zur

- Beschleunigung in der Gondel und
- Strukturbeanspruchung per DMS in Turmkopf und Turmfuß
- weitere meteorologische und Betriebsparameter: Windgeschwindigkeit und -richtung, Luftdruck und Temperatur sowie Drehzahl, Leistung und Gondelausrichtung.

Die von der WEA aufgezeichneten Betriebsdaten der gesamten bisherigen Betriebsdauer stehen zur Verfügung, für die ersten fünf Jahre nur stundenweise, danach für alle 10 Minuten. Für Windgeschwindigkeit, Drehzahl und Leistung liegen neben den 10-min-Mittelwerten auch die jeweiligen Maximal- und Minimalwerte vor. Bei der Rekonstruktion des ertragenen Betriebslastkollektivs können also verschiedene Rekonstruktions-Strategien erprobt und umfangreiche Sensitivitätsanalysen durchgeführt werden.

#### 4 Erkenntnisse zu Lasten bei Stoppvorgängen aufgrund von Turmschwingungen

Weil die zur Turmeigenfrequenz gehörende kritische Drehzahl im Betriebsdrehzahlbereich liegt, ist die WEA gemäß Auflage in der Typenprüfung mit einer betrieblichen Schwingungsüberwachung ausgestattet, sodass eine entsprechende Fehlermeldung auf den Abschaltgrund „Turmschwingungen“ hinweist. Durch die Fehlermeldung in den Betriebsdaten können entsprechend diese Zeitpunkte in den Lastmessdaten untersucht werden. Es ist zu beachten, dass das separate Sicherheitssystem für Notabschaltungen zum unmittelbaren Schutz der Anlage [5] und höhere Grenzwerte aufweist und per Notfahrt mit deutlich höheren Pitch-Geschwindigkeiten den Rotor bremst. Abschaltungen wegen Fehlern sind beim Entwurf nicht nur als Extremlastfälle zu untersuchen, sondern bei der Analyse der Betriebslasten zu berücksichtigen [5].

**Bild 1** zeigt exemplarisch das Zeitsignal eines Stopps aufgrund von Turmschwingungen. Es ist ein kurzzeitiges Aufschaukeln durch Überlagerung der Turmeigenfrequenz mit der Blattpassierfrequenz (3P) sichtbar, und dass die Schwingungsüberwachung erst mit einer Verzögerung von ca. 40 s abschaltet, d.h. wenn ein bestimmter Messzeitraum ausgewertet wurde und eine Grenzwertüberschreitung detektiert wurde. Dies zeigt deutlich, dass ein angemessener Zeitabschnitt vor der Abschaltung zu berücksichtigen ist. Sonst werden die ermüdungsrelevanten Lastwechsel der ursächlichen hohen Schwingungen nicht gezählt, siehe **Bild 2**. Beide Messrichtungen, axial (parallel zur Drehachse) und lateral (horizontal quer dazu) sind auszuwerten, da letztere aufgrund von geringerer aerodynamischer Dämpfung oft deutlich höhere Amplituden aufweist, **Bild 2**.



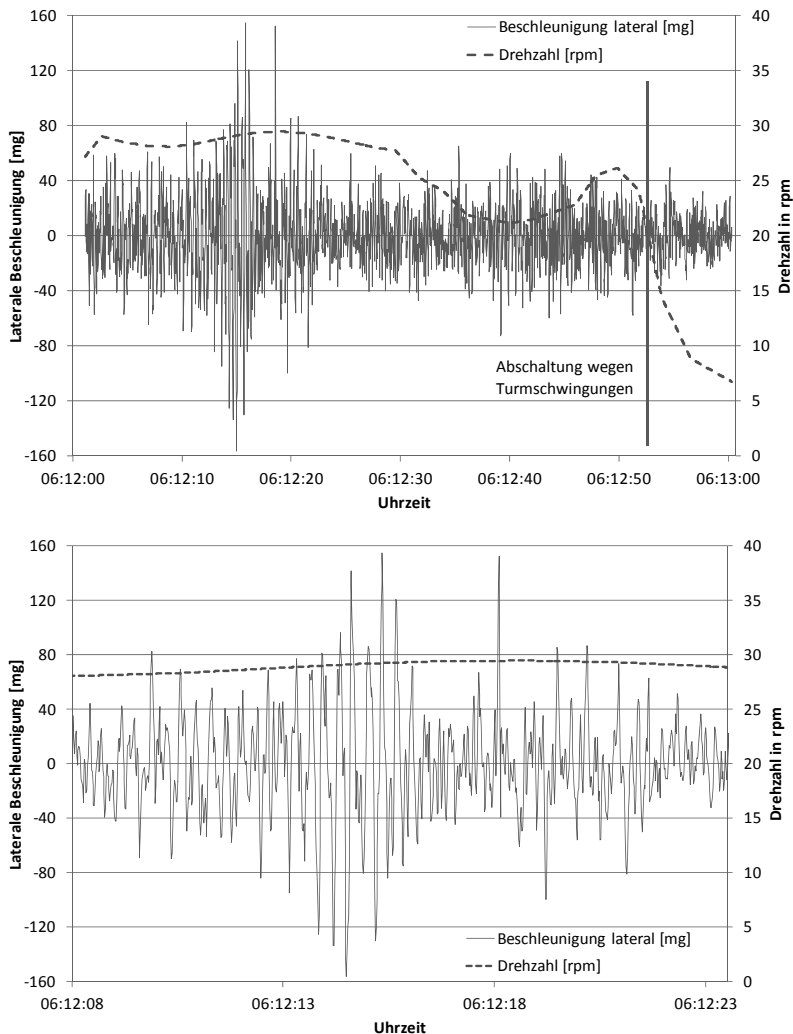


Bild 1: Zeitsignal der lateralen Beschleunigung (Messort in der Gondel einer 600 kW-WEA) vor Abschaltung wegen unzulässigen Turmschwingungen. Durch Nachlauf gestörte Anströmung und Aufschaukeln durch Schwingungsüberlagerung. Oben: 1 min Zeitabschnitt Unten: Detail des Aufschaukelns

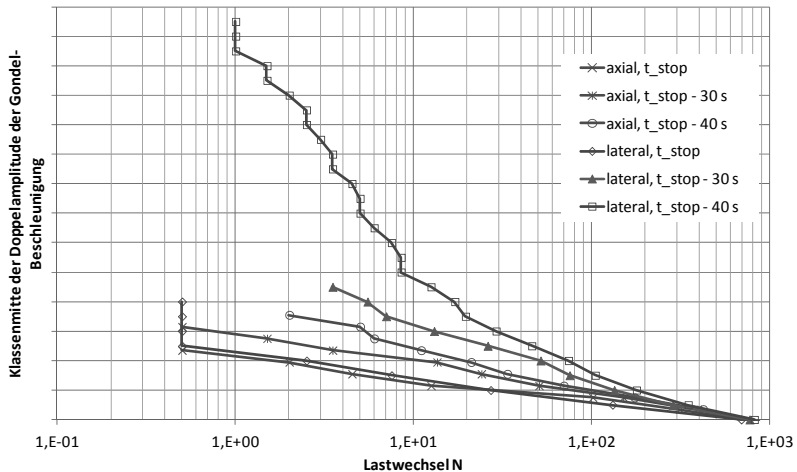


Bild 2: Abschaltung aufgrund von Turmschwingungen aus Bild 1: Einfluss der Wahl des Startzeitpunkts des ausgewertete 2-min Zeitabschnitts auf das dem Fehler zugeordnete Lastkollektiv. Axiale und laterale Messrichtung

Deutlich anders sieht das Schwingverhalten bei einem Notstopp wegen Pitchesystemfehler während Nennlastbetrieb aus, Bild 3. Solche Fehler dürfen wegen der hohen auftretenden Lasten nur wenige Male pro Jahr auftreten. Der schnelle Zusammenbruch des Schubs bewirkt hohe, lang andauernde Axialschwingungen (rot) sowohl des Turms als auch der Blätter (kein Detailbild). Nach Klären des Fehlers fährt die WEA wieder selbsttätig an.

Das erhaltene Lastkollektiv für den 2-min Zeitabschnitt um den Notstopp wird in hohem Maß durch die Wahl der Grenzfrequenz des Tiefpassfilters beeinflusst, Bild 4. Werden die sich bis in die Gondel übertragenden Blatteigenschwingungen weggefiltert, treten um den Faktor 2 größeren Maximalamplituden bei der ersten Turmeigenfrequenz zutage, die sich bei Matrizen-Darstellung aber auch indirekt im Mittelwertbereich der niedrigen Klassen zeigen würden. Da alle lastabtragenden Komponenten für den Weiterbetrieb zu bewerten sind, sind die Informationen über die Blatteigenschwingungen trotzdem wichtig.

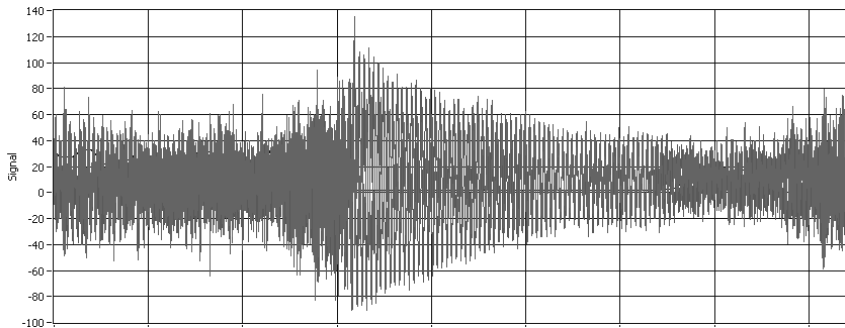


Bild 3: Beschleunigungsmessung in der Gondel: Zeitsignal mit hohen und andauernden eigenfrequenten Turmschwingungen nach Notstopp wegen Pitchsystemfehler

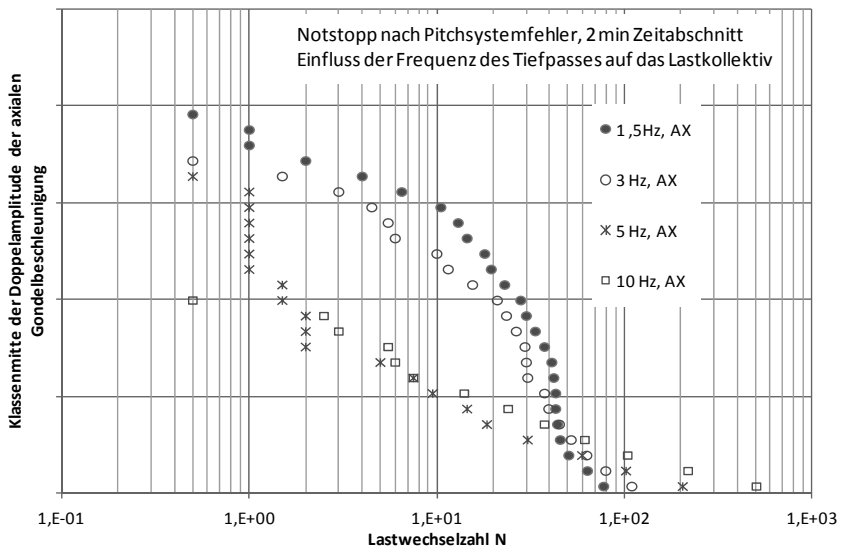


Bild 4: Beschleunigungsmessung in der Gondel: Lastkollektiv für 2-min-Zeitabschnitt der Gondelbeschleunigung ab 40 s vor Notstopp wegen Pitchsystemfehler aus Bild 3, Einfluss der Signalfilterung

Bild 5 zeigt für einen der Turmkopf-DMS das Lastkollektiv für die 10-min-Zeitreihe ab 5 min vor dem Notstopp wegen Pitchsystemfehler und das für den 10minütigen Normalbetrieb davor. Es ist klar ersichtlich, dass die Maximalschwingungen durch den Notstopp höher liegen

und in einem gewissen Bereich die hohen Amplituden auch deutlich höhere Lastwechselzahlen aufweisen. Dies verdeutlicht die Relevanz dieser Ereignisse für das Betriebslastkollektiv und dass diese bei der Beurteilung des Weiterbetriebs zu berücksichtigen sind. Weiterhin zeigt dies, dass ohne eine zugehörige Betriebsdatenaufzeichnung solche ermüdungsrelevanten Sonderereignisse in ihrer Häufigkeit nicht abschätzbar sind und daher bei Fehlen dieser Daten eine Restnutzungsdauer-Ermittlung dann eine höhere Ergebnisunsicherheit beinhalten muss.

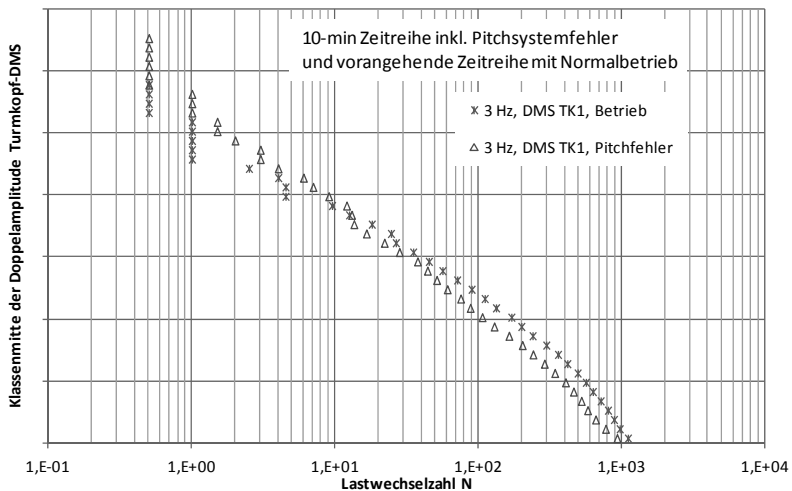


Bild 5: Lastkollektive für die 10-min Zeitreihe ab 5 min vor dem Notstopp wegen Pitchsystemfehler (vgl. Bild 3) sowie für den 10minütigen Normalbetrieb davor bei gleichen Windbedingungen

## 5 Weitere Erkenntnisse zur Übertragbarkeit auf Nachbar-WEA

Für den Vergleich mit der baugleichen Nachbar-WEA, welche in Hauptwindrichtung vor der untersuchten WEA steht und daher für Nachlaufeffekte sorgt, liegen die simultan ermittelten 10-min-Betriebsdaten vor. Für Windgeschwindigkeit, Drehzahl und Leistung sind außer dem Mittelwert auch die Minimal- und Maximalwerte aufgezeichnet, was bei wenigen älteren WEA-Typen der Fall ist. Wegen täglicher Synchronisation der Anlagenrechner ist sichergestellt, dass die in Bild 6 und 7 dargestellten Werte des 17tägigen Zeitraums, inklusive des Sturms am 31.3.2015, jeweils für denselben Zeitabschnitt gelten. Je Messgröße ist auch die lineare Trendlinie dargestellt.

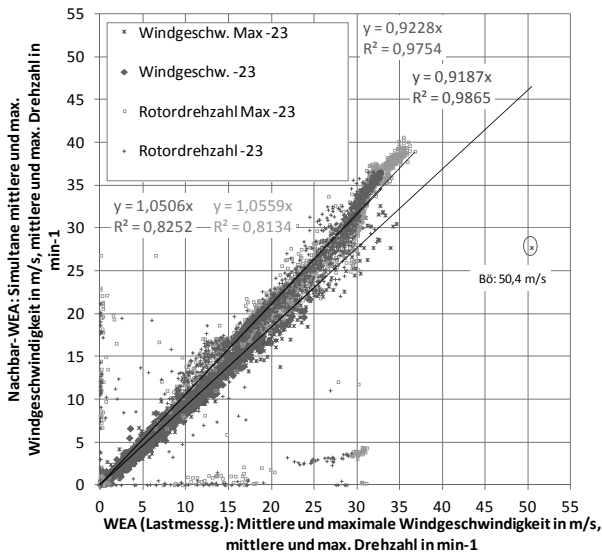


Bild 6: Simultan erfasste 10-min Betriebsdaten der untersuchten Anlage und der baugleichen Nachbar-WEA: Windgeschwindigkeit und Drehzahl

Es ist ersichtlich, Bild 6, dass die untersuchte WEA mit ihrem Gondel-Anemometer zeitgleich eine höhere Windgeschwindigkeit misst, jedoch eine deutlich niedrigere Drehzahl fährt, weil eine andere Kennlinie implementiert ist, wahrscheinlich zur Kompensation der erwarteten erhöhten stochastischen Lasten aus Nachlaufeffekten. Dies bedeutet, dass die Nachbar-WEA im gleichen Zeitraum eine deutlich höhere Lastwechselzahl resultierend aus Rotordrehzahl und Blattpassage aufweist. Im Sturm am 31.3.2015 misst das Gondel-Anemometer der untersuchten WEA aus dem ungestörten Windsektor eine extreme Betriebs-Bö von über 50 m/s, während die ebenfalls ungestört angeströmte Nachbar-WEA im gleichen 10-min-Intervall nur maximal 28 m/s misst. Dies zeigt, dass die WEA trotz des geringen Abstands in besonderen Situationen deutlich unterschiedliche, externe Windeinwirkung erfahren können. Solche extremen Betriebs-Böen sind natürlich für das Lastkollektiv relevant, für die meisten WEA-Typen liegen jedoch die Maximalwerte in den Betriebsdaten gar nicht vor, sodass diese Betrachtungen gar nicht möglich sind. Dies verdeutlicht, dass es für die Beurteilung des Weiterbetriebs sehr sinnvoll ist, trotz des erforderlichen Zeitaufwands einen möglichst großen Umfang an Betriebsdaten der untersuchten WEA zu erhalten und auszuwerten.

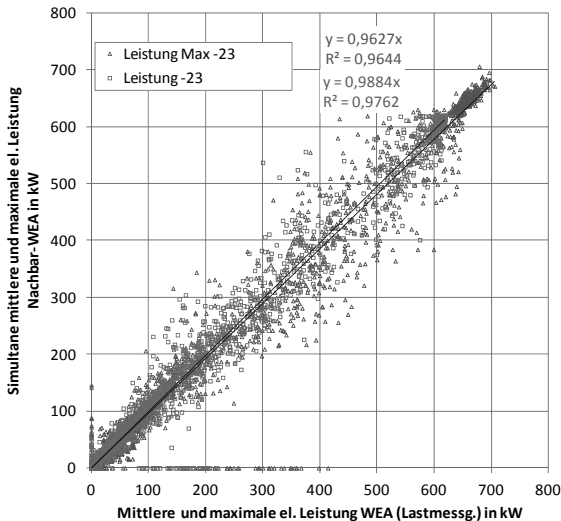


Bild 7: Simultan erfasste 10-min Betriebsdaten der untersuchten Anlage und der baugleichen Nachbar-WEA: mittlere und maximale Leistung

Obwohl auch bezüglich der simultan gemessenen, mittleren und maximalen Leistung, Bild 7, die Nachbar-WEA niedrigere Werte aufweist, hat sie im betrachteten Zeitraum laut Produktionszähler einen um 0,4% höheren Energieertrag und laut Betreiber stets eine um wenige Prozent höhere Energieproduktion pro Jahr. Die untersuchte Anlage weist simultan deutlich höhere Leistungsspitzen auf. Außerdem verzeichnet die Nachbar-WEA im Zeitraum der Lastmessung keine Abschaltungen wegen Turmschwingungen, die untersuchte WEA hingegen über 40. Vereinfachte Ansätze für die Restnutzungsdauer-Ermittlung, die aufgrund der niedrigeren Drehzahlkurve und dem geringeren Energieertrag eine höhere Restnutzungsdauer der untersuchten WEA im Vergleich zur Nachbar-WEA ableiten würden, erscheinen hier nicht zulässig.

Dies verdeutlicht, dass die Übertragung der Ergebnisse der Lastmessung von einer Anlage auf die Nachbar-WEA nicht trivial ist, sondern detaillierte Untersuchungen der Betriebsdaten und deren Auswertung erfordert. Ebenso sollten zumindest einige repräsentative Beschleunigungsmessungen in der Gondel über einen gewissen Zeitraum durchgeführt werden, um z.B. die Eigenfrequenzen und andere ermüdungs-relevante Design-Parameter wie Unwucht

und Blattwinkelabweichung zu bestimmen und somit die Übertragbarkeit von Lastmessdaten zu untermauern. Anderenfalls sollten sehr konservative Annahmen getroffen werden.

## Danksagung

Diese Arbeit wurde freundlicherweise von der Reiner Lemoine Stiftung durch ein Promotionsstipendium gefördert und von der Firma BerlinWind GmbH unterstützt. Die WEA wird von der Firma Terrawatt Planungsgesellschaft mbH zur Verfügung gestellt.

## Literatur

- [1] Deutsches Institut für Bautechnik: *Richtlinie für Windenergieanlagen*, 2012
- [2] International Electrotechnical Commission: *IEC 61400-1, Wind turbines – Part 1: Design requirements*, Third Edition, 2005, Deutsche Fassung DIN EN 61400-1:2005
- [3] Germanischer Lloyd: *Richtlinie für den Weiterbetrieb von Windenergieanlagen*, 2009
- [4] International Electrotechnical Commission: *IEC 61400-13, Wind turbine generator systems – Part 13: Measurement of mechanical loads*, First Edition, 2001
- [5] Germanischer Lloyd: *Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen*, 2010
- [6] R. Gasch, J. Twele (Hrsg.): *Windkraftanlagen*, 8. Auflage, Springer-Verlag, 2011
- [7] Bundesverband Windenergie e.V.: *BWE Grundsätze - für die Durchführung einer Bewertung und Prüfung über den Weiterbetrieb von Windenergieanlagen (BPW)*, Mai 2014
- [8] DNV GL: *Lifetime extension of wind turbines*, Standard DNVGL-ST-026s, Ed. March 2016
- [9] DNV GL: *Certification of lifetime extension of wind turbines*, Service Specification DNVGL-SE-0263, Ed. March 2016
- [10] R. Kamieth, R. Liebich, C. Heilmann: *Restnutzungsdauer-Ermittlung von Windenergieanlagen – Erste Erfahrungen aus einer temporären Lastmessung*, 6. VDI-Fachtagung Schwingungen von Windenergieanlagen 2015, VDI-Berichte 2242
- [11] C. Heilmann, M. Melsheimer, A. Grunwald: *Fallstudien zur Häufigkeit von Blattwinkel Fehlern sowie deren Einfluss auf die Betriebslasten von Windenergieanlagen*, 6. VDI-Fachtagung Schwingungen von Windenergieanlagen 2015, VDI-Berichte 2242





# Variation typischer WEA-Eigenfrequenzen aufgrund von Alterung, Fertigungstoleranzen und Betriebsbedingungen

Dr. Daniel Brenner, Dr. Dietmar Tilch,  
Bosch Rexroth Monitoring Systems GmbH, Dresden

## Kurzfassung

Für die Beurteilung kritischer Betriebsbereiche von WEA hinsichtlich Resonanzen werden Campbell-Diagramme genutzt, bei denen Strukturfrequenzen über der anregenden Frequenz, wie z.B. der Rotordrehzahl aufgetragen werden. In dem vorliegenden Manuskript wird die in Realität auftretende Variationsbreite diverser Eigenfrequenzen von Rotorblättern, Rotor und Turm aufgezeigt. Als Einflussgrößen auf diese Schwankung wird die reale Alterung von Blättern über eine Laufzeit von bis zu 10 Jahren betrachtet. Zusätzlich werden mehrere Hundert Blätter hinsichtlich des Einflusses der Fertigungstoleranz auf die gemessenen Eigenfrequenzen untersucht. Darüber hinaus werden die typischen Einflüsse der Betriebsbedingungen dargestellt. Es wird ersichtlich, dass die Summe dieser Einflüsse die Resonanzbereiche realer WEA wesentlich gegenüber der Theorie verbreitert.

## Abstract

Campbell-diagrams are widely used to identify critical operating points of wind turbine generators in order to avoid resonances. Therefore the structural vibrations are plotted against the exciting frequencies like the rotor speed. In reality the structural frequencies like blade natural frequencies, rotor natural frequencies or tower frequencies vary substantially. To investigate the effects of aging, blade data of up to 10 years has been evaluated in regard to variations. Several hundreds of blades have also been examined regarding the influence of the production tolerance on the natural vibrations. Furthermore, the important influence of the operating conditions on the natural vibrations will be presented. It becomes obvious that in reality the area of possible resonances is much wider than predicted in theory.

## Einführung

Für die schwingungstechnische Beurteilung kritischer Betriebsbereiche von WEA hinsichtlich Resonanzproblemen werden häufig sogenannte Campbell-Diagramme genutzt. Dabei erkennt man Resonanzen am Schnittpunkt der anregenden Schwingung, z.B. der Rotordreh-

zahl und der angeregten Eigenfrequenz der Struktur. Diese Diagramme zeigen häufig vereinfacht nur Linien für feste Werte der Eigenfrequenzen einzelner Strukturen.

Zwei für das stabile Betriebsverhalten besonders entscheidende Strukturen sind der Turm und die Rotorblätter. Deren Eigenfrequenzen variieren relativ stark, bedingt durch:

- Betriebs- und Umgebungsbedingungen,
- Veränderungen über die Zeit durch Alterung sowie
- Variationen in Masse und Steifigkeit aufgrund von Fertigungstoleranzen

Für eine detaillierte Untersuchung dieser Zusammenhänge fehlten bislang Messwerte von realen Anlagen und insbesondere von Rotorblättern. Gerade die an Rotorblättern gemessenen Schwingungen können dabei auf ungünstige Betriebsbereiche hinweisen, die zu einem erhöhten Verschleiß zentraler Komponenten führen. Im Rahmen dieses Beitrags werden dazu gesammelte Messdaten aus über 1500 installierten BLADEcontrol Rotorblattüberwachungssystemen verwendet, die einen Zeitraum von bis zu 10 Jahren abdecken. Die Messdaten beinhalten dabei eine breite Variation von Betriebsbedingungen, bis hin zum Sturm. Zur Untersuchung der Variationsbreite aufgrund von Fertigungstoleranzen werden ferner die Rotor- und Blatteigenfrequenzen von über 300 Rotorblättern des gleichen Typs miteinander verglichen.

Es werden dabei die Veränderung der verschiedenen Eigenfrequenzen der Rotorblätter sowie die Koppelschwingungen zwischen Rotor und Triebstrang aufgezeigt. Das Rotorblatt CMS BLADEcontrol ist seit 2005 im Einsatz. Die präsentierten Messdaten liefern dadurch erstmalig auch Erkenntnisse über den Einfluss der natürlichen Alterung auf die Schwingungseigenschaften von Rotorblättern und des gesamten Rotors über einen Zeitraum von 10 Jahren.

Bei der Beurteilung der Wirkung der Betriebs- und Umgebungsbedingungen auf die Eigenfrequenzen wurden Messungen mit Windgeschwindigkeiten bis zu 30 m/s untersucht sowie der Einfluss von Rotordrehzahl, Pitchwinkel der Blätter, Generatorleistung und der Temperatur ausgewertet.

Neben dem normalen Betriebsbereich nehmen heutzutage Sonderbetriebsbereiche wie z.B. ein schallreduzierter Modus bei verringerter Drehzahl oder eine durch den Netzbetreiber vorgegebene Leistungsreduktion immer weiter zu. Dadurch sind die Einflüsse der Leistungs- und Pitchwinkelvariation auf die Eigenfrequenz der Struktur nicht mehr nur bei der Maximaldrehzahl von besonderem Interesse. Diese können nun nahezu beliebig bei jeder anderen Rotordrehzahl auftreten.

Als Konsequenz daraus stellen die entsprechenden Campbell-Diagramme anstatt dünner Linien in Realität breite Flächen für die möglichen Eigenfrequenzen der Strukturen dar. In den Campbell-Diagrammen in Abb. 1 sind die Strukturfrequenzen, wie z.B. Blatteigenfrequenzen oder Rotoreigenfrequenzen auf der y-Achse über der Drehzahl aufgetragen. Die Anregung der Strukturfrequenzen erfolgt vorrangig durch die Rotordrehzahl (I) und Vielfache von dieser (II, III und VI). Die senkrechten Linien stellen den typischen Betriebsbereich drehzahlvariabler Anlagen dar. Die Schnittpunkte zwischen den Strukturfrequenzen und den anregenden Schwingungen liegen aufgrund der großen Streuung der Eigenfrequenzen in Realität häufig im normalen Betriebsbereich der WEA, so dass hier Resonanzen auftreten können.

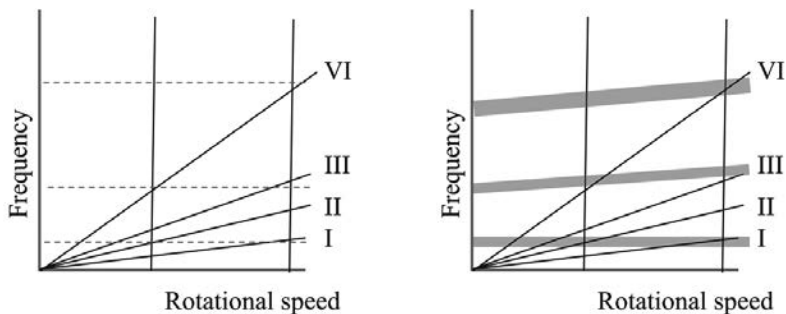


Bild 1: Campbell-Diagramme als Modell (links) und in Realität (rechts)

### Messprinzip

Die betrachteten Schwingungen von Windenergieanlagen wurden mit Hilfe von Beschleunigungssensoren in den Rotorblättern und in der Nabe (auf der Rotorwelle) gemessen [1]. Neben den Schwingungsdaten in Schlag- und Schwenkrichtung der Blätter sowie axialen Schwingung der Hauptwelle standen zusätzlich die Werte von Blatttemperatur, Rotordrehzahl, Pitchwinkel der Blätter und Generatorleistung zur Verfügung. Zur Verfügung standen Daten von 45 Rotorblatt- und 80 Turbinentypen von über 1500 WEA, on- und offshore.

### Eigenfrequenzen von Blättern, Rotor und Turm

Neben den Eigenfrequenzen der Rotorblätter sind auch Koppelschwingungen zwischen Triebstrang und Rotorblättern ermittelbar. Auch die Turmeigenfrequenzen lassen sich aus den Messdaten der Rotorblätter bzw. aus der Nabe ableiten. Koppelschwingungen können hierbei aufgrund der gleichen Phasenlage an allen drei Blattsensoren identifiziert werden.

Im Folgenden werden die Veränderung der Rotorblatt- und Koppelschwingungen unter den verschiedenen Einflüssen dargestellt. Die Koppelschwingungen bei drehender WEA stellen eine gemeinsame Schwingung des Triebstranges und der Rotorblättern in Schwenkrichtung dar. Als Blatteigenschwingungen werden im Folgenden die erste, zweite und dritte Eigenfrequenz in Schwenkrichtung ausgewertet.

Die Untersuchungen hinsichtlich der Einflüsse auf die Turmeigenfrequenzen werden im Vortrag weiter vertieft.

### **Einfluss der Betriebs- und Umgebungsbedingungen**

Bei der Beurteilung der Wirkung der Betriebs- und Umgebungsbedingungen auf die Eigenfrequenzen wurden Messungen mit Windgeschwindigkeiten bis zu 30 m/s untersucht sowie der Einfluss von Rotordrehzahl, Pitchwinkel der Blätter, Generatorleistung und der Temperatur ausgewertet.

In Abb. 2 ist als Beispiel eine auf die jeweiligen Maximalwerte normierte Kennlinie einer aktuellen WEA dargestellt. Hierbei werden die gemessene Leistung, die Rotordrehzahl, der Pitchwinkel und das Drehmoment über der Windgeschwindigkeit aufgetragen.

Viele WEA pitchen die Blätter ab 3m/s in den Wind. Im Teillastbereich erhöht sich mit steigender Windgeschwindigkeit sowohl die Drehzahl, das Drehmoment als auch die Leistung bei konstantem Pitchwinkel. Beim Erreichen der maximalen Rotordrehzahl wird noch nicht die maximale Leistung erreicht. Darauf folgt ein Betriebsbereich, bei dem die Drehzahl und der Pitchwinkel konstant bleiben und nur die Leistung variabel ist. Ab Erreichen der maximalen Leistung wird die WEA nur noch über die Variation des Pitchwinkels geregelt.

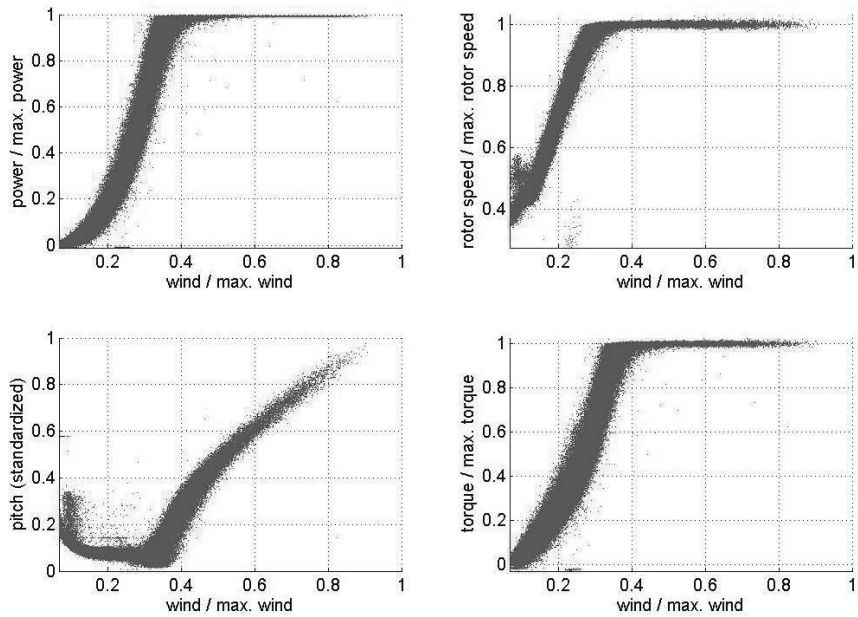


Bild 2: Normierte Kennlinie einer Turbine ohne Sondermodus

### Generatorleistung

Der Einfluss der Generatorleistung auf die gemessenen Eigenfrequenzen lässt sich im Bereich oberhalb der halben Nennleistung ermitteln, da hier die Rotordrehzahl und der Pitchwinkel konstant sind. Abb. 3 zeigt den Verlauf einer Koppelschwingung zwischen Triebstrang und den Blättern, hierbei sinkt die Schwingfrequenz mit steigender Leistung. Bei diesem WEA-Typ sank die Blatteigenfrequenz ebenfalls mit steigender Leistung.

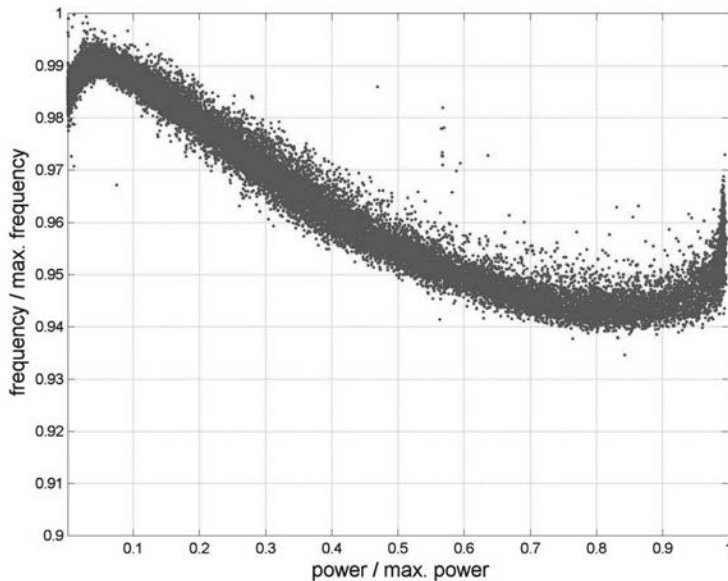


Bild 3: Normierte Frequenz einer Koppelschwingung über normierter Leistung

### Rotordrehzahl

In Abb. 4 ist beispielhaft der Verlauf einer Koppelschwingung in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt. Bei diesem WEA-Typ sinken sowohl die Koppelfrequenzen, die erste als auch die zweite Blatteigenfrequenz in Schwenkrichtung mit steigender Drehzahl.

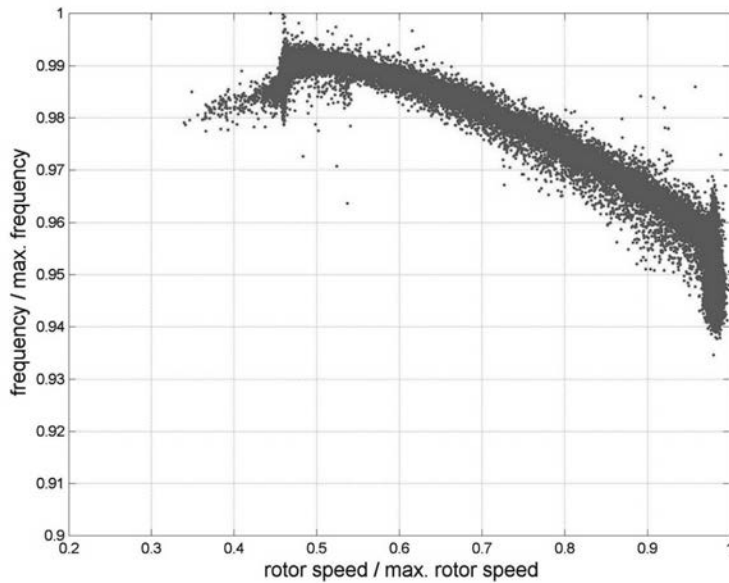


Bild 4: Normierte Frequenz einer Koppelschwingung über normierter Drehzahl

### Generatormoment

Das Drehmoment ist die maßgeblich beeinflusste Größe des Generatorreglers. Aus diesem Grund ist die Betrachtung des Einflusses der Drehmomente auf die Eigenschwingungen von besonderem Interesse. Diese Betrachtung umgeht zudem den Nachteil, dass aufgrund der Überlagerung von Drehzahl und Generatorleistung im unteren Teillastbereich diese Einflüsse schwer voneinander zu trennen sind.

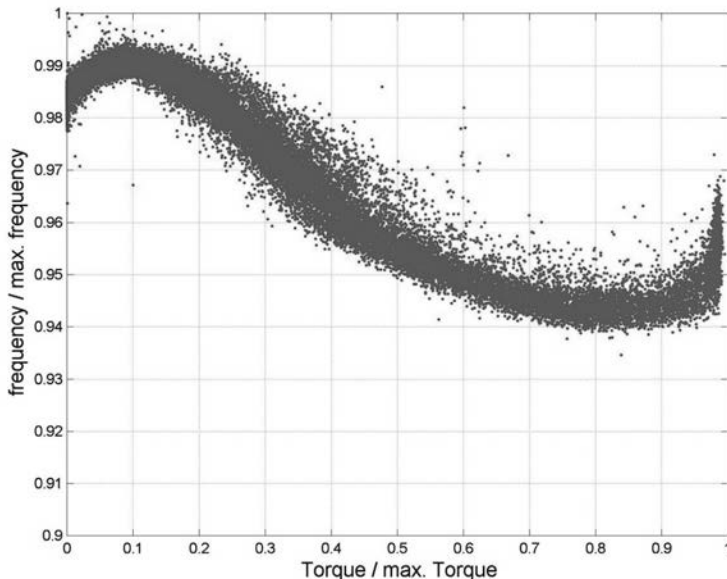


Bild 5: Normierte Frequenz über normiertem Drehmoment

### Pitchwinkel der Blätter

Der Pitchwinkel beeinflusst einerseits die Einspannung der Blätter und andererseits durch die Ausrichtung der Blätter zum Wind auch die Größe der aerodynamischen Dämpfung durch den Wind. Zur Bewertung des Einflusses kann der Volllastbereich der Turbine herangezogen werden, bei dem sowohl die Drehzahl als auch die Leistung konstant sind. In Abb. 6 zeigt sich der Volllastbereich im Bereich zwischen 94% und 97% der Maximalfrequenz einer Rotorschwingung. Bei der in Abb. 7 dargestellten Blatteigenschwingung ist der Einfluss des Pitchwinkel hingegen doppelt so groß und variiert die Frequenz zwischen 88% und 95% des Maximalwertes.



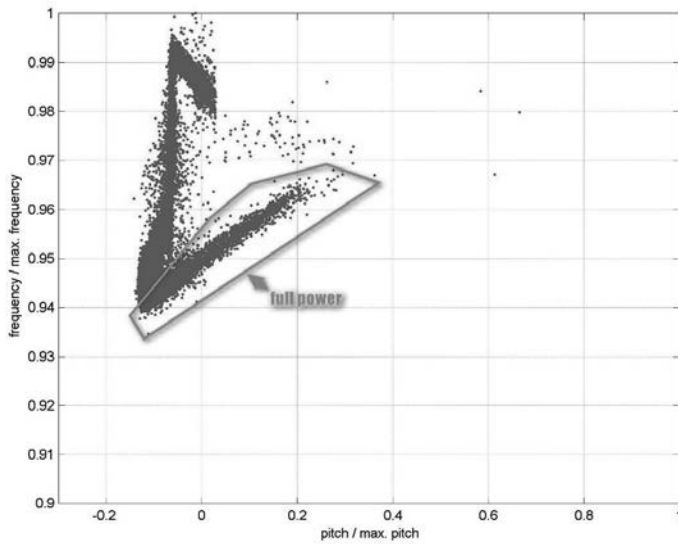


Bild 6: Normierte Frequenz über normiertem Pitchwinkel bei Rotorschwingung

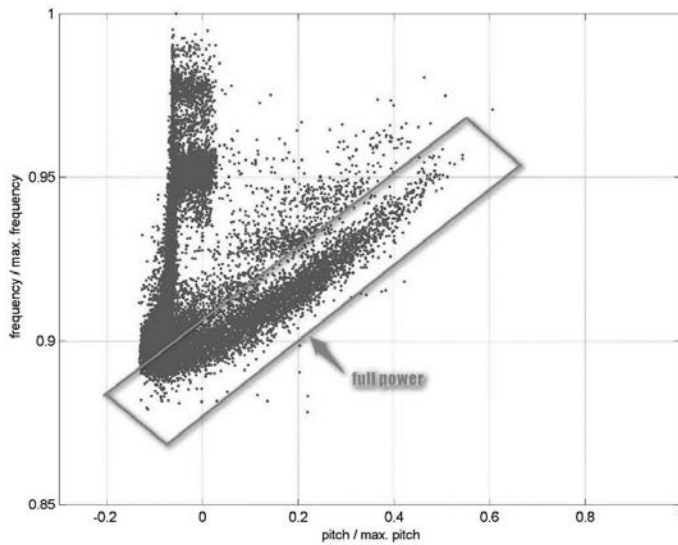


Bild 7: Normierte Frequenz über normiertem Pitchwinkel bei Blatteigenfrequenz

## Windgeschwindigkeit

Die Windgeschwindigkeit beeinflusst die Betriebsführung der gesamten WEA. Ihr Einfluss kann aber aufgrund der Überlagerung mit der von Drehzahl, Leistung und Pitchwinkel nicht einzeln dargestellt werden. Allerdings lässt sich durch die Schwingungsmessungen bei stehender WEA der Einfluss der Windgeschwindigkeit auf die Eigenfrequenzen quantifizieren.

Da dieser Betriebszustand für die Rotorblattüberwachung hinsichtlich Vermeidung eines Anlagenanlaufs bei Vereisung der Rotorblätter von besonderem Interesse ist, liegen insbesondere hierfür detaillierte Auswertungen vor.

In Abb. 8 zeigt sich bei stehender WEA eine Frequenzerhöhung um ca. 2 % bei Starkwind im Vergleich zur Niedrigwindphase. Diese Auswertung beruht auf Messungen der ersten Blatteigenfrequenz in Schlagrichtung.

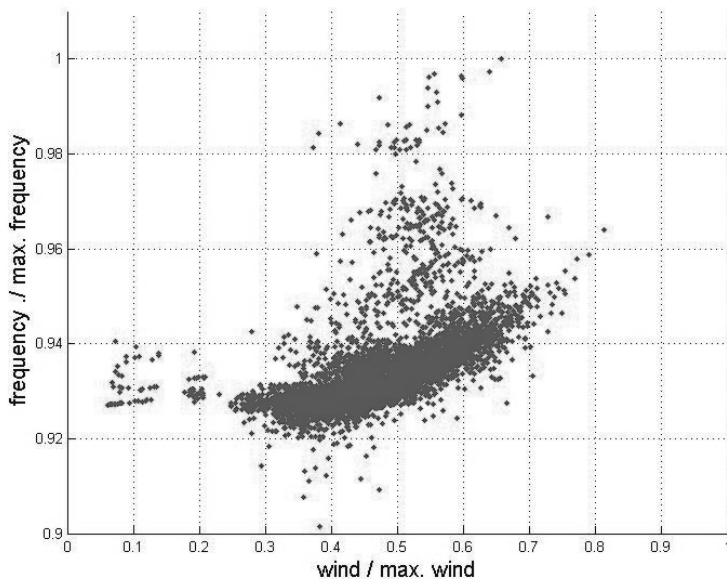


Bild 8: normierte Frequenz über normierter Leistung

## Temperatur

Der Einfluss der Temperatur auf das Schwingungsverhalten der Blätter ist bei vielen Blattyphen sehr ähnlich und gut durch einen linearen Ansatz darstellbar.

Es wurden die Rotor- und Blatteigenfrequenzen von 5 verschiedenen WEA- und Blattyphen bzgl. des Temperatureinflusses untersucht. In einem weiten Betriebsbereich verringert sich der Frequenzwert von Blatteigen- und Koppelfrequenzen mit steigender Temperatur um ca. 0,02 – 0,05% pro Kelvin.

## Eisansatz am Rotorblatt

Eisansatz an Rotorblättern kann zu erhöhten Belastungen der Blätter und des Triebstranges der WEA führen. Darüber hinaus besteht bei Eisansatz die Möglichkeit von gefährlichem Eisabwurf. Zusätzlich kann Eisabwurf aufgrund der abrupten Änderung des Drehimpulses zu einer erhöhten Belastung des Triebstranges führen. Aus diesen Gründen ist es sinnvoll oder auch notwendig WEAn zu stoppen, bevor es zu Eisabwurf kommen kann.

BLADEcontrol bietet die Möglichkeit einer masseproportionalen Erkennung von Eisansatz sowohl bei drehender als auch bei stehender WEA.

Aufgrund von Tests zusammen mit diversen OEM an realen Turbinen konnte der Einfluss von Zusatzmassen auf die Änderung der Schwingungen bei drehender und stehender WEA quantifiziert werden. Es zeigt sich, dass sich alle am Blatt gemessenen Eigenfrequenzen aufgrund von Eisansatz verringern. Je nach WEA- und Blattypp beträgt die Frequenzverringern bis gefährlicher Eisansatz vorliegt ca. 1 – 2 %.

Falls Turbinen auch bei massivem Eisansatz nicht gestoppt werden, ist eine Frequenzreduktion von bis zu 20 % möglich, wie in dem Spektrogramm in Bild 9 erkennbar ist. Hierbei drehte die WEA ab dem dritten Tag mit über 150 kg Eis pro Rotorblatt.

Allerdings verschlechtern sich die aerodynamischen Eigenschaften der Blätter mit zunehmender Vereisung, so dass bei derart starkem Eisansatz die WEA zwar dreht, jedoch keine Leistung mehr generiert. Damit reduzieren sich auch die Amplituden der erregten Schwingungen.

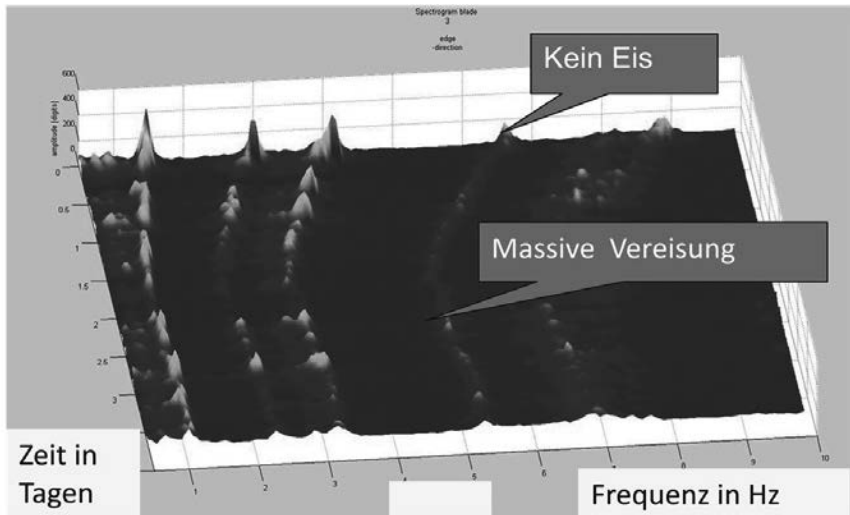


Bild 9: Spektrogramm bis 10 Hz über 4 Tage bei massiver Vereisung

### Besondere Betriebsmodi

#### Schallreduzierter Modus

Bei vielen WEA besteht aufgrund der Nähe zu Wohngebäuden die Notwendigkeit, nachts leiser zu arbeiten. Maßgeblich für die Schallemission ist die Blattspitzengeschwindigkeit, die durch Reduktion der Rotordrehzahl gesenkt werden kann. Hierfür werden die Blätter weiter aus dem Wind gedreht als tagsüber.

#### Leistungsreduzierte Modi

Aufgrund der Anforderungen der Netzdienstleister werden WEA mitunter leistungsreduziert betrieben. Dabei wird vom Netzbetreiber die maximale Leistung des Windparks oder der WEA vorgegeben und die WEA reduziert die Drehzahl, das Drehmoment und pitcht die Blätter weiter aus dem Wind.

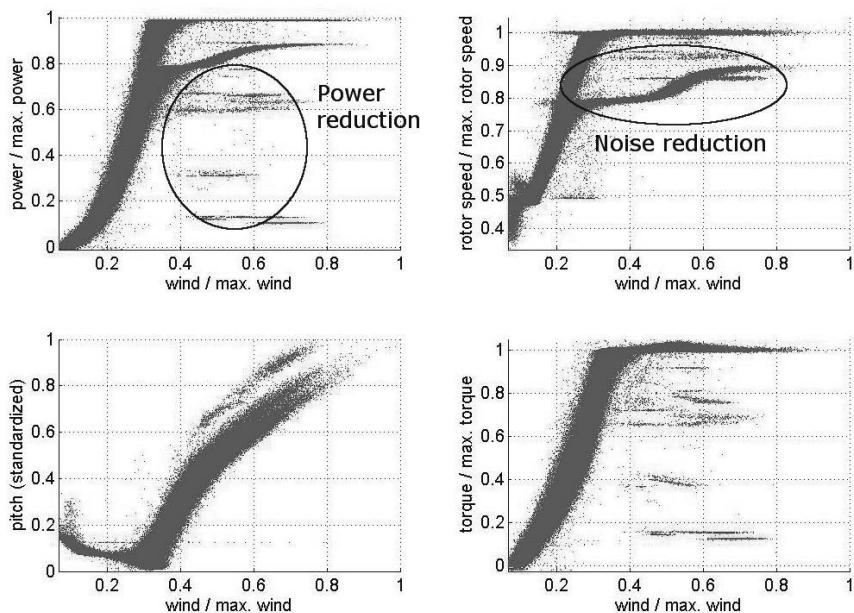


Bild 10: normierte Kennlinie einer Turbine mit Sondermodi

Diese beiden Sondermodi sind in der Kennlinie in Abb. 10 dargestellt. Die feste Leistungsbegrenzung erkennt man z.B. an den quasi waagerechten Messpunkten bei ca. 15%; 30% und 60% der Maximalleistung. Der Schallreduzierte Betrieb begrenzt die Drehzahl in Abhängigkeit der vorherrschenden Windgeschwindigkeit und hat daher keinen festen Leistungswert.

Der Einfluss von Leistung und Pitchwinkel auf die Eigenfrequenzen zeigt sich im Campbell-Diagramm normalerweise nur bei maximaler Drehzahl. Durch die Betriebsweise in Sondermodi kann sich die Frequenzvariation praktisch bei jeder Drehzahl auswirken.

Abb. 11 links zeigt ein reales Campbell-Diagramm mit Blatt- und Rotoreigenfrequenzen in Schwenkrichtung der Blätter. Abb. 11 rechts ist ein vergrößerter Ausschnitt, die Diagonalen Linien repräsentieren die 6-, 9-, 12- und 18-fache der Rotordrehzahl. Die Schwankungsbreite der Eigenfrequenzen zeigt die realen Messungen an einer WEA, der Einfluss der Fertigungstoleranz ist somit noch nicht enthalten. Die verschiedenen Betriebsmodi zeigen sich durch die Frequenzvariationen bei festen Drehzahlen wie z.B. bei 74%; 93% und 96% der Maximaldrehzahl.

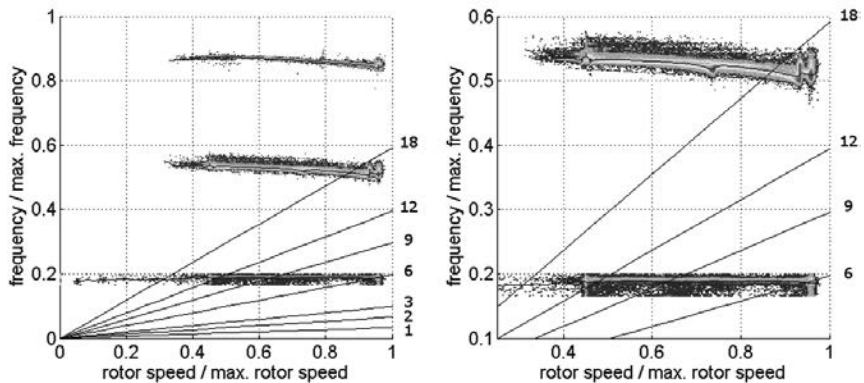


Bild 11: Einfluss der Betriebs- und Umgebungsbedingungen auf die Eigenfrequenz

### Veränderungen aufgrund von Alterung der Blätter

Das CMS BLADEcontrol ist seit 2005 im Einsatz und die präsentierten Messdaten liefern dadurch erstmalig auch Erkenntnisse zum Einfluss der natürlichen Alterung auf die Schwingungseigenschaften von Rotorblättern über einen Zeitraum von 10 Jahren.

Zur Untersuchung des Einflusses der Alterung auf die Eigenfrequenzen wurden die Blattdaten von Anlagen im Alter von 1 bis 17 Jahren betrachtet.

Es wurden bei einem festen Betriebspunkt sowohl Blatt- als auch der Rotoreigenfrequenzen über der Laufzeit der WEA aufgetragen. Dabei zeigte sich, dass sich die Eigenfrequenzen im Laufe der Zeit nicht deutlich verändert haben. Eine Veränderung aufgrund von Blattschäden ist grundsätzlich möglich, war allerdings an den untersuchten WEA nicht gegeben. Weiterhin möglich ist eine Frequenzverringern auf Grund von Feuchtigkeitseinlagerungen, z.B. bei Blättern mit defektem Gelcoat. Diese Schädigung war an den untersuchten Rotorblättern ebenfalls nicht vorhanden. Ungleichmäßig auf die drei Blätter verteilte Zusatzmassen führen zu Massenunwuchten, die sich mit blattmessenden Sensoren detektieren lassen. Tiefergehende Untersuchungen dazu – an einer größeren Breite an WEA – werden im Vortrag vorgestellt.

### Variationsbreite durch Fertigungstoleranzen der Blätter

Zur Untersuchung der Variationsbreite aufgrund von Fertigungstoleranzen wurden die Blatteigenfrequenzen von über 300 Rotorblättern des gleichen Typs miteinander verglichen.

Es zeigte sich eine Schwankung von  $\pm 2\%$ , wie im folgenden Häufigkeitsdiagramm (Abb. 12) dargestellt. Weitere Beispiele zur Fertigungstoleranz werden ebenfalls im Vortrag präsentiert.

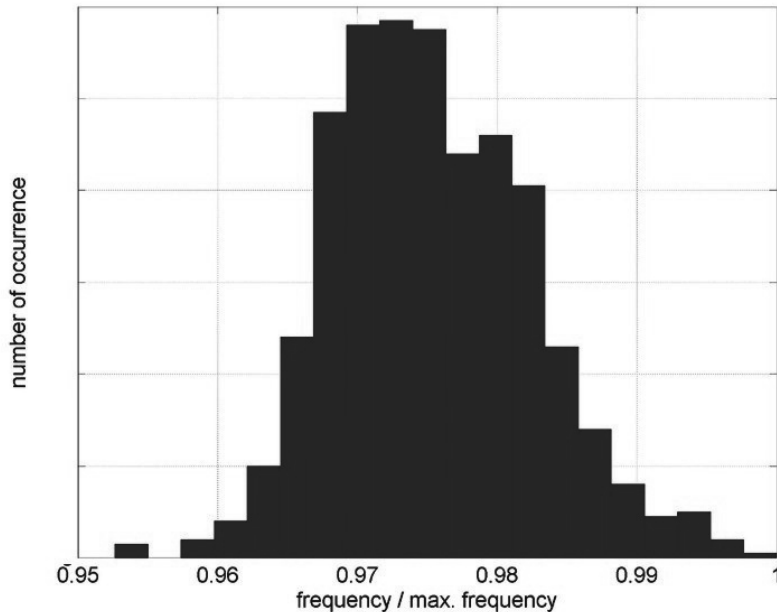


Bild 12: Häufigkeitsdiagramm der 2. Blatteigenfrequenz

Deutliche Unterschiede zeigen sich hingegen im höheren Frequenzbereich zwischen 50 und 500 Hz; hier sogar zwischen den drei Blättern einzelner Turbinen. Dies kann zur Resonanz einzelner Blätter z.B. durch Anregung von einer Zahneingriffsfrequenz des Getriebes führen. Eine leichte Veränderung der Rotordrehzahl bringt dieses Blatt aus der Resonanz, kann aber ein anderes Blatt wiederum anregen. Die tatsächlichen Frequenzwerte lassen sich mit Sensoren in den Blättern messtechnisch gut erfassen.

## Fazit

Aus den durchgeführten Messungen lassen sich die folgenden Schlüsse ziehen:

- Die Größenordnung der Frequenzschwankung hängt stark vom Turbinen- und Rotorblatttyp ab und sollte durch Messungen mit geeigneten Sensoren an Prototypanlagen ermittelt werden, um das Betriebsverhalten der Turbinen im Feld möglichst verschleißarm und sicher zu gestalten.

Bei ausreichend Erfahrung mit unterschiedlichen Blatttypen können die Erkenntnisse auch auf neue Blätter übertragen werden.

- Insgesamt können sich die Schwankungen, hervorgerufen durch die Einflüsse der unterschiedlichen Pitchwinkel, des Drehmoments, der Temperatur, der Fertigungstoleranzen sowie der Alterung / Schädigung überlagern.
- Die mögliche Gesamtschwankung berechnet sich nach Tabelle 1 zu bis zu 20 % bezogen auf den Maximalwert. Es ergibt sich somit eine deutliche Schwankungsbreite der einzelnen Eigenfrequenzen. Diese sollte im Campbell-Diagramm entsprechend berücksichtigt werden, um Resonanzproblemen im Betrieb aus dem Weg zu gehen.

Insgesamt verbreitert sich durch die unterschiedlichen Beeinflussungen der kritische Frequenzbereich an realen WEA im Feld zunehmend, siehe Bild 13.

Hier kann ein Condition Monitoring System neben der reinen Zustandsüberwachung auch einen wesentlichen Zusatzbeitrag für die WEA leisten. Durch die Schwingungsmessungen können ungünstige Betriebspunkte sofort erkannt und an die Anlagensteuerung zurück gemeldet werden. Dieser Ansatz kann, wie die dargestellten Ergebnisse zeigen, insbesondere für die Sonderbetriebsmodi der WEA notwendig sein. Damit lässt sich das Betriebsverhalten der Anlagen optimieren und Überlasten und daraus folgender Verschleiß nachhaltig vermeiden.

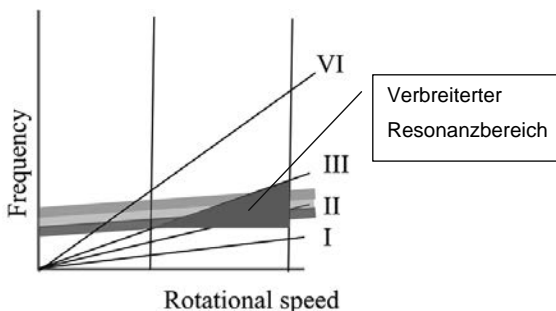


Bild 13: Kritischer Drehzahlbereich: In der Realität weitaus größer als in der Theorie



Tabelle 1: Einfluss der Parameter + Markierung der möglichen gegenseitigen Überlagerung  
(Diese Tabelle fasst die in diesem Bericht dargestellten Beispiele zusammen. Die Einflussgrößen können bei anderen WEA- und Blattyphen sogar größer ausfallen.)

<b>Einflussparameter</b>	<b>Eigenfrequenzänderung über typischem Wertebereich</b>	<b>Überlagerung möglich</b>
Rotordrehzahl	~ 3 % (Einfluss von Leistung überlagert)	
Generatorleistung	~ 3 % (Einfluss von Drehzahl überlagert)	
Drehmoment	~ 6 %	X
Pitchwinkel	~ 7 %	X
Temperatur	0,5% - 1,5 % (bei 30K $\Delta T$ ); 0,02 – 0,05% pro Kelvin	X
Windgeschwindigkeit	~ 2 %	
Eisansatz	~ 1 – 2 % (bis zu 20 % bei massivem Eisansatz möglich)	X
Alterung	0 %	X
Fertigungstoleranzen	4 %	X
<b>Summe</b>	<b>20 %</b>	

### Abkürzungen

CMS	Condition Monitoring System
WEA	Windenergieanlage

### Verweise

- [1] TD-21635-003\_BLADEcontrol-Technische-Information\_N\_DE\_140728



## **Schwingungsbeurteilung nach VDI 3834-1 bzw. DIN ISO 10816-21 und deren Integration in die Überwachung großer Anlagenpopulationen**

Dipl.-Ing. **Thomas Gellermann**,  
Allianz Zentrum für Technik, Allianz Risk Consulting GmbH, München;  
Dipl.-Ing. **Ulrich Oertel**, Dipl.-Phys. **Holger Fritsch**,  
Bachmann Monitoring GmbH, Rudolstadt

### **Kurzfassung**

Mit der Richtlinie VDI 3834 „Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten“ [1] ist seit 2009 ein Regelwerk für die Beurteilung der Schwingungen von Windenergieanlagen mit Getriebe verfügbar. In 2015 wurde das aktualisierte Blatt 1 nach umfangreicher Überarbeitung und Ergänzung veröffentlicht. Ebenfalls in 2015 konnte die Überführung der grundlegenden Inhalte in die internationale Norm ISO 10816-21 [2] erfolgreich abgeschlossen werden.

In dem Beitrag werden die wesentlichen Inhalte des Regelwerks und deren Zielrichtung, die Vereinheitlichung von Schwingungsmessung und -beurteilung, vorgestellt sowie der Unterschied zur Zustandsbeurteilung dargestellt. Gleichzeitig wird gezeigt, wie die Kenngrößen der VDI 3834 zur Schwingungsüberwachung genutzt werden können und so die Zustandsüberwachung sinnvoll ergänzen. Dies wird anhand von Felderfahrungen aus der Überwachung großer Anlagenpopulationen behandelt. Es werden die Schwingungswerte getrennt nach verschiedenen Triebstrang-Konzepten von Windenergieanlagen mit Getriebe dargestellt und basierend auf den Ergebnissen gezeigt, dass die gefundenen Verteilungen der Messwerte mit den Bewertungszonen der VDI 3834 Blatt 1 korrelieren.

Auf Basis der umfangreichen Datenbasis werden Beispiele von Anlagen mit auffälligem Schwingungsverhalten präsentiert. Dabei werden mittels der Schwingungskenngrößen erkennbare Fehler benannt und auf der anderen Seite Grenzen der Detektierbarkeit aufgezeigt. Letztere erfordern spezifische Analysemethoden, wie sie Condition Monitoring Systeme bereitstellen.

## 1. Einleitung und Begriffsklärung „Schwingungs- vs. Zustandsbeurteilung“

Moderne Windenergieanlagen (WEA) bilden mit Rotordurchmessern und Turmhöhen von teilweise mehr als hundert Metern sowie einer Turmkopfmasse von einigen hundert Tonnen hochdynamisch belastete und schwingungstechnisch anspruchsvolle Strukturen. Sie sind durch die starke zeitliche, wie räumliche Fluktuation der Windgeschwindigkeit infolge von Böen, Turbulenz und Windscherung sowie bei Offshore-Anlagen zusätzlich durch den Wellengang vielfältigen „äußeren“ Schwingungsanregungen ausgesetzt. Zudem bewirken u.a. die Drehzahlvariabilität, aerodynamische und massenbedingte Rotorunwuchten und bei Getriebeanlagen die großen Übersetzungsverhältnisse sowie Ausrichtabweichungen zum Generator eine Vielzahl „innerer“ Schwingungsanregungen. Auch können im Betriebsdrehzahlbereich Triebstrangresonanzen und gekoppelte Schwingungsmoden unter Beteiligung des Rotors oder Turms in Erscheinung treten. Die Wirkung dieser verschiedenen Schwingungsanregungen kann zu beträchtlichen dynamischen Zusatzlasten führen, die die Zuverlässigkeit der Anlage und Lebensdauer der Komponenten beeinträchtigen (vgl. [3]).

Hier setzt die **Schwingungsbeurteilung** an. Ein Hauptzweck der Schwingungsbeurteilung ist die Messung und Bewertung der belastungsrelevanten Schwingungen. Ein Regelwerk für die Beurteilung der Schwingungen von WEA hat viele Jahre gefehlt (vgl. Übersicht zum Regelwerk in [4]). Diese Lücke wurde mit der Richtlinie VDI 3834 „Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten“ [1] geschlossen.

Anwendungszweck dieser Richtlinie ist die Schwingungsbeurteilung, bei der die gemessenen, belastungsrelevanten Schwingungen durch Vergleich mit festgelegten Bezugswerten bewertet werden. Ziel ist die Absicherung eines zuverlässigen und sicheren Betriebs der Anlage, ohne dass der Zustand der Komponenten selbst beurteilt wird.

Letztere ist Aufgabe der **Zustandsbeurteilung** (vgl. Begriffsdefinitionen in [5]), die umfangreichere Methoden, wie beispielsweise Analysen im Frequenzbereich, erfordert. In der Windbranche wurden entsprechende Analysemethoden in schwingungsbasierte Condition Monitoring Systeme (CMS) integriert, die Zustandsabweichungen anzeigen und Werkzeuge zur Diagnose bereitstellen (vgl. [6], [7]). Basis der Zustandsbeurteilung bilden in der Regel relative Betrachtungen bezogen auf eine individuelle Anlage, wie die Änderung von Schwingungskenngrößen vom Referenzwert. Für eine absolute oder auch vergleichende Betrachtung, z.B. der Schwingungen von Anlagen innerhalb eines Windparks oder eines speziellen

Anlagentyps an verschiedenen Standorten, werden CMS bisher kaum genutzt. Zu diesem Zweck bieten sich die in VDI 3834 bzw. DIN ISO 10816-21 definierten Kenngrößen an.

## **2. Inhalte der Richtlinie VDI 3834 und DIN ISO 10816-21**

Eine Besonderheit von WEA gegenüber vielen anderen Maschinenarten bilden die nicht zu vernachlässigenden, äußeren Schwingungsanregungen durch die Fluktuationen des Windfeldes oder dem Wellengang bei Offshore Anlagen. Diese Schwingungsimmissionen, die vom Turm und der Gondel auf die Komponenten übertragen werden, sind in die Schwingungsbeurteilung nach VDI 3834 ausdrücklich eingeschlossen.

Mit der Überführung der Richtlinieninhalte in die neue Norm ISO 10816-21 wurde dies übernommen. Daraus resultiert ein wesentlicher Unterschied zu anderen Teilen der Normenreihe ISO 10816 (vgl. z.B. DIN ISO 10816-3 /8/), die die Schwingungsbeurteilung auf die vom Maschinensatz selbst erzeugten Schwingungen beschränken.

Parallel zum internationalen Abstimmungsprozess zur ISO 10816-21 wurde das Richtlinienblatt 1 überarbeitet und erweitert. Somit bildet die in 2015 herausgegebene Aktualisierung der VDI 3834 Blatt 1 eine Ergänzung zur ISO 10816-21 und der deutschen Übersetzung DIN ISO 10816-21.

### **2.1 Neuerungen der aktualisierten Richtlinie VDI 3834**

Das überarbeitete Richtlinienblatt VDI 3834 Blatt 1:2015-08 enthält zusätzliche, anwendungsbezogene Hinweise und Präzisierungen aufgrund der Erfahrungen aus der Anwendung. Weiterhin ist ein neuer Anhang zum Auswuchten des Rotors am Aufstellungsort enthalten. Darin werden grundlegende Informationen zu den Quellen drehfrequenter Schwingungsanregungen, zur Ermittlung und Bewertung des Auswuchtzustands gegeben. Gegenüber der zunächst vorgesehenen getrennten Behandlung von On- und Offshore- WEA in separaten Gruppen und Richtlinienblättern wurden diese in einer Gruppe zusammengefasst. Weiterhin wurde die Begrenzung des Anwendungsbereichs der Zonengrenzen auf WEA mit Nennleistung  $\leq 3$  MW aufgehoben. Das geplante Blatt 2 für WEA ohne Getriebe befindet sich derzeit in Arbeit.

### **2.2 Kenngrößen und Beurteilungsdauer**

Für die Bewertung der Schwingungen nach VDI 3834 ist sowohl die Beurteilungsbeschleunigung als auch die Beurteilungsgeschwindigkeit zu ermitteln. Praktisch lassen sich beide Be-

urteilungsgrößen auf Basis der gemessenen Schwingbeschleunigung ermitteln (Schwinggeschwindigkeit durch Integration). Die Messungen erfolgen an definierten Messorten am Triebstrang und der Struktur des Maschinenträgers (s. Bild 1).

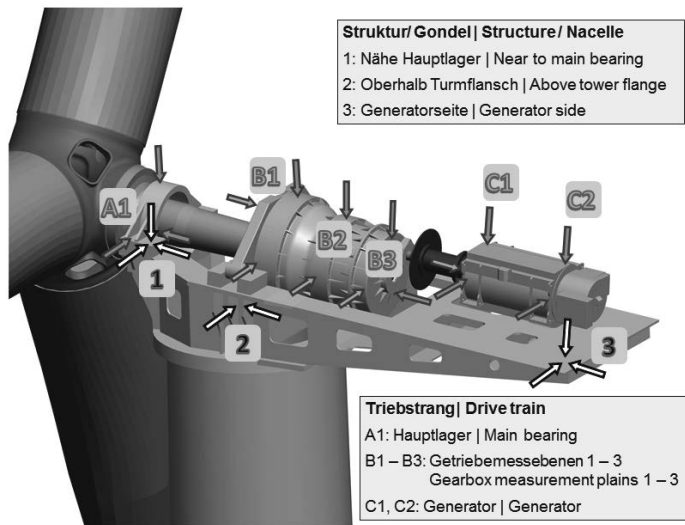


Bild 1: Typische Messorte zur Schwingungsbeurteilung einer WEA mit Getriebe nach VDI 3834 Blatt 1

Wegen der sich ständig ändernden Anströmverhältnisse besitzt eine WEA ein sehr dynamisches Betriebsverhalten, das mit konventionellen Kraftwerksturbinen nicht vergleichbar ist. In der Folge ist auch das Schwingungsverhalten großen Schwankungen unterworfen. Um dennoch möglichst repräsentative Schwingungswerte zu ermitteln, werden die Beurteilungsgrößen nach VDI 3834 mittels „energieäquivalenter Mittelung“ aus dem bandpassgefilterten Zeitsignal der Schwingbeschleunigung und Schwinggeschwindigkeit gebildet. Formal entspricht die Mittelung dem Intervall-Effektivwert, wie z.B. in DIN 45662 [9] beschrieben, wenn für das Zeitintervall die Beurteilungsdauer eingesetzt wird.

Die Beurteilungsdauer, über die die Mittelung erfolgt, ist von der Beurteilungsgröße und den Messbedingungen abhängig. Für die aerodynamisch angeregten Schwingungen der Gondel, des Turms und der Komponenten mit Frequenzen zwischen 0,1 Hz und 10 Hz soll die Beurteilungsdauer 10 Minuten betragen. Um die an den Getrieben und Generatoren charakteristi-

schen, bauartbedingten Schwingungen mit Frequenzen zwischen 10 Hz und höher als 1.000 Hz zu bewerten, genügen kürzere Beurteilungsdauern von 1 Minute.

### 2.3 Bewertungszonen

Die Richtlinie enthält Referenzwerte in Form der in ISO 10816 üblichen Bewertungszonen zur Beurteilung der gemessenen Schwingungen. Diese teilen sich in drei Zonen B, C und D gemäß der folgenden Definition auf:

- WEA und Komponenten, deren Schwingungen in der Zone B liegen, werden als geeignet angesehen, im Dauerbetrieb zu laufen.
- Anlagen, deren Schwingungen in der Zone C liegen, werden üblicherweise als nicht geeignet angesehen, ständig im Dauerbetrieb zu laufen. Es wird empfohlen, die Art und Ursache der Schwingungen zu untersuchen und zu klären, ob die gemessenen Schwingungen unter Berücksichtigung der jeweiligen Konstruktion und der Betriebsbedingungen für einen Dauerbetrieb zulässig sind.
- Schwingungen innerhalb der Zone D werden im Allgemeinen als so schwerwiegend angesehen, dass Schäden an der WEA und deren Komponenten entstehen können. Eine umgehende Ursachenanalyse wird empfohlen.

Die Zone A für neu in Betrieb gesetzte Anlagen wurde nicht definiert, weil eine Unterscheidung nach neuen und gebrauchten Anlagen als nicht notwendig angesehen wurde und auf Basis der verfügbaren Datenbasis auch nicht möglich war.

Für die Festlegung der Zonengrenzen wurden durch die Mitglieder des Richtlinienausschusses Schwingungsmesswerte entsprechend der definierten Kenngrößen und Bedingungen von über 1.000 störungsfrei laufenden Onshore-WEA mit Getriebe gesammelt und statistisch ausgewertet. Die Zonengrenzen B/C wurden aus den Häufigkeitsverteilungen der Amplitudenwerte entsprechend einer Häufigkeit von 97,7 % der jeweiligen Messwertgruppe abgeleitet.

Die Überschreitung der Zonengrenze B/C gilt als Hinweis auf erhöhte Schwingungen und auf eine mögliche Gefährdung der entsprechenden Komponente der WEA oder der Anlage als Ganzes. Bei Unterschreiten der Zonengrenze liegt zwar ein normales, übliches Laufverhalten vor, einzelne Schäden sind aber dennoch nicht ausgeschlossen. Diesen Zusammenhang stellt Bild 2 anhand der idealisierten Häufigkeitsverteilungen der Schwingungswerte von An-

lagen ohne und mit „Problemen“ dar. Die Zonengrenzen C/D wurden von den Zonengrenzen B/C mittels Aufschlag von etwa 60 % abgeleitet.

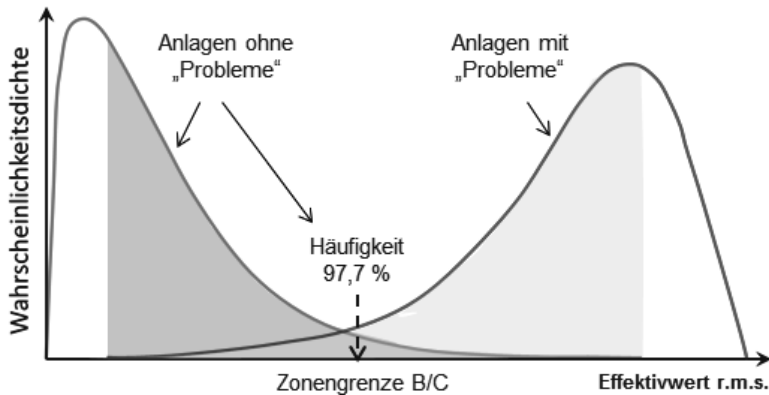


Bild 2: Schematische Darstellung der Häufigkeitsverteilungen der Schwingungswerte von Anlagen ohne und mit „Problemen“ und Ableitung der Zonengrenze B/C entsprechend einer Häufigkeit von 97,7 % der störungsfrei laufenden Anlagen (ohne „Probleme“)

In Bild 3 sind die in VDI 3834 Blatt 1 festgelegten Grenzwerte der Bewertungszonen für die Beurteilungsbeschleunigung und -geschwindigkeit dargestellt. Bei der Aktualisierung des Richtlinienblattes wurden die Zonengrenzen anhand der zwischenzeitlich umfangreich erweiterten Datensammlung überprüft und bestätigt. Die gleichen Zonengrenzen wurden auch in den informellen Anhang zu DIN ISO 10816-21 übernommen.



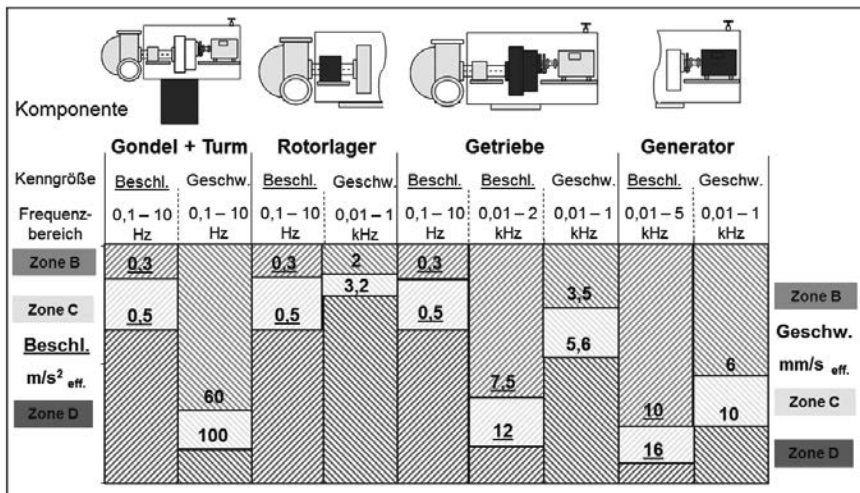


Bild 3: Grenzwerte der Bewertungszonen der Beurteilungsbeschleunigung und -geschwindigkeit in  $\text{m/s}^2_{\text{eff}}$  bzw.  $\text{mm/s}_{\text{eff}}$  nach VDI 3834 Blatt 1

## 2.4 Nutzung zur Schwingungsüberwachung

In der Richtlinie ist beschrieben, wie auf Basis der Kenngrößen und der Bewertungszonen Grenzwerte für den Betrieb definiert werden können. Da die Bewertungszonen allgemein gültige Richtwerte für die Beurteilung des Schwingungsverhaltens darstellen, sind für die Schwingungsüberwachung individuelle Grenzwerte erforderlich, die in der Regel auf Basis der an der jeweiligen Anlage gemessenen Referenzwerte (Basiswerte) unter Berücksichtigung empfohlener Aufschläge und der Zonengrenzen gewählt werden. Dies ermöglicht eine auf die individuelle Anlage angepasste, spezifische Überwachung. Da das Schwingungsverhalten einer WEA vom Betriebszustand beeinflusst wird, ist zudem in der Richtlinie ausgeführt, dass es sinnvoll sein kann, die Grenzwerte in Abhängigkeit von Betriebsparametern, wie z.B. der Leistung, zu definieren.

Die Erfahrungen aus der Nutzung der Kenngrößen für die Überwachung sind Thema des nächsten Abschnitts.

### 3. Felderfahrungen aus der Überwachung einer großen Anlagenpopulation

#### 3.1 Ziel der Integration in die Anlagenüberwachung

Die entsprechend VDI 3834 bestimmten und vom CMS bereitgestellten Kennwerte (Beispiel Bachmann CMS, Bild 4) können als Signal bzw. Information in die Steuerung einer WEA bzw. in die Visualisierung (SCADA) integriert werden. Damit ist zukünftig die weitreichende Möglichkeit verbunden, neue Kennwerte für den optimierten Betrieb von WEA zu schaffen, die beispielsweise Erfahrungswissen aus der technischen Betriebsführung und konstruktive Parameter des jeweiligen Anlagentyps mit Kenngrößen aus der Zustands- und Schwingungsbeurteilung verbindet. Folgende Vorteile wären damit verbunden:

1. Mögliche Vermeidung ungünstiger Betriebszustände der WEA
2. Einspeisemanagement unter Berücksichtigung des aktuellen Anlagenzustandes
3. Konsequentes Lebensdauermanagement von Anlagenkomponenten

Dafür bieten sich neben herstellereigenen Schnittstellen Ethernet basierte Feldbusse an. In Bild 4 ist eine mögliche Anbindung und Visualisierung der Daten des CMS an die WEA-Steuerung bzw. an ein SCADA System (im Beispiel: Anbindung des CMS über das Protokoll OPC UA an das Bachmann Wind Power SCADA) gezeigt.

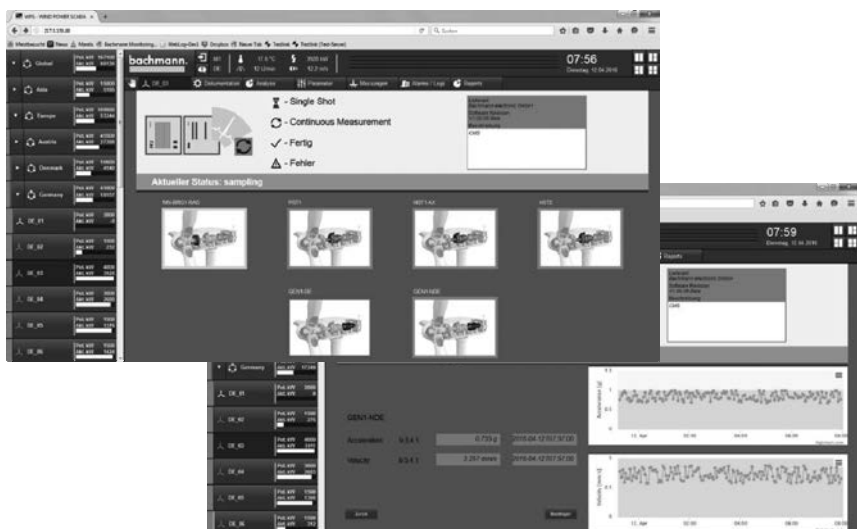


Bild 4: Anbindung des CMS an das Bachmann Wind Power SCADA (WPS)

### 3.2 Detektierbare Fehler

Dem Leser und Anwender der Richtlinie VDI 3834 stellt sich die Frage, welche Maschinenfehler mit Hilfe der Richtlinie detektierbar sind und wo die etwaigen Grenzen der Anwendung liegen. Konkret bedeutet dies die Frage nach den Grenzen bzw. Hauptanwendungsgebieten der Schwingungs- und Zustandsbeurteilung (vgl. Abschnitt 1). Im Bild 2 wurden die idealisierten Häufigkeitsverteilungen der Schwingungswerte von Anlagen ohne und mit „Problemen“ dargestellt. Aus Bild 2 wird ersichtlich, dass es hier einen Überlappungsbereich gibt, der durch den Einsatz von Fehlerfrüherkennungssystemen (beispielsweise konventionelles Triebstrang CMS) analysetechnisch abgesichert werden kann. Das soll im Folgenden kurz an einem ausgewählten Beispiel dargestellt werden.

Bei Anwendung der Richtlinie werden abhängig von der zu analysierenden Komponente (Generator, Getriebe, Rotorlager, Turm und Gondel) Effektivwerte innerhalb verschiedener Frequenzbereiche bestimmt. Der Effektivwert kann als Maß für den Energieinhalt eines Signals betrachtet werden.

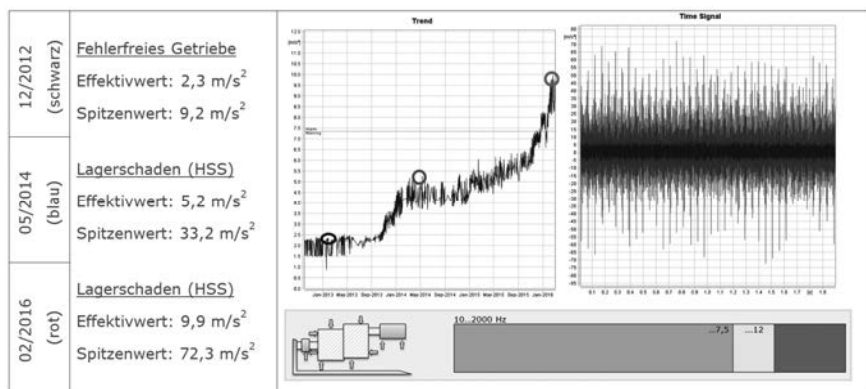


Bild 5: Effektivwerte (gemäß Kennwerte der VDI 3834) an der Messstelle Getriebe

In dem Beispiel (Bild 5) ist das Zeitsignal eines fehlerfreien Getriebes (schwarz) und eines Getriebes mit einem Lagerschaden (blau, rot) dargestellt. Der in dem durch die Richtlinie definierten Bandbereich von 10 Hz bis 1.000 Hz für das fehlerfreie Getriebe bestimmte Effektivwert beträgt in diesem Fall  $2,3 \text{ m/s}^2_{\text{eff}}$ . In dem Zeitsignal des Getriebes mit einem Schaden am Innenring des Lagers ist das spitzenhaltige Signal (blau) deutlich zu erkennen. Für den Diagnostiker ein eindeutiger Hinweis auf einen Fehler im Getriebe, welcher im Übrigen auch akustisch wahrnehmbar ist.

Der hier berechnete Effektivwert beträgt  $5,2 \text{ m/s}^2_{\text{eff}}$  und liegt signifikant höher, aber deutlich unter dem Grenzwert der Zonengrenze B/C von  $7,5 \text{ m/s}^2_{\text{eff}}$ . Das heißt, allein durch Vergleich mit den Zonengrenzen ist das auffällige Schwingungsverhalten noch nicht erkennbar. Durch die Definition von individuellen Grenzwerten (vgl. Abschnitt 2.4) oder eine Trenddarstellung bzw. -analyse wäre aber eine Erkennung möglich. Erst zu einem deutlich späteren Zeitpunkt wird der Zonengrenzwert selbst überschritten. Im Vorteil sind in diesem Fall die Methoden des Condition Monitorings, welche den Schaden deutlich früher erkennen und die Fehlerursache diagnostizieren können. In Bild 6 ist das automatisch vom CMS erstellte Hüllkurvenspektrum dargestellt, das bereits vor dem Trendanstieg der Effektivwerte den Fehler am Innenring des Lagers an der schnellen Welle (HSS) anzeigt.

Die Ursache für die deutlich frühere Erkennung des Fehlers mit einem CMS liegt in den stoßartigen Anregungen bzw. spitzenhaltigen Signalen, welche bei Lagerschäden oder Verzahnungsschäden entstehen. Diese liefern nur einen geringen Beitrag zum Energiegehalt des Signals und somit zum Effektivwert. Die Fehlerfrüherkennung im Sinne eines Condition Monitoring ist daher explizit in der VDI 3834 ausgeschlossen.

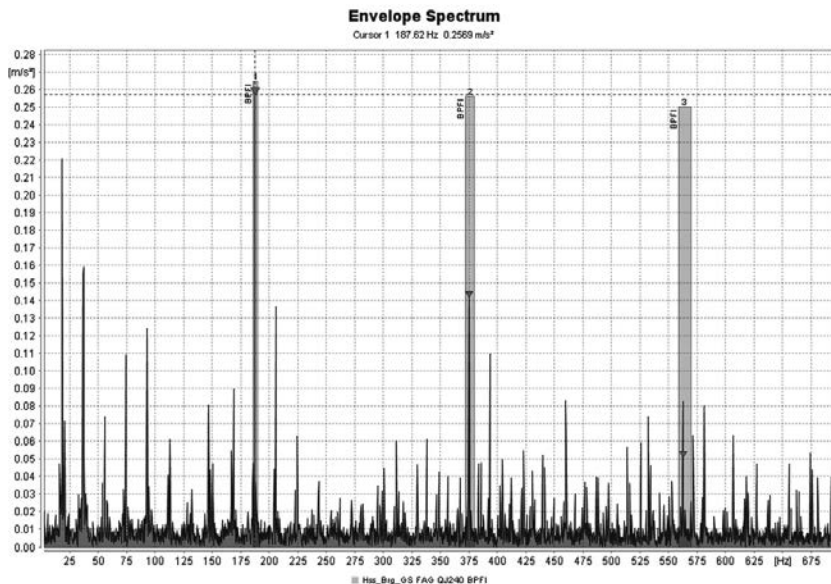


Bild 6: Hüllkurvenspektrum im Juni 2013, der Fehler am Innenring eines Getriebelagers ist deutlich sichtbar

Im Gegensatz zu den spitzenhaltigen Signalen liefern sinusförmige Anregungen, die z. B. durch Aufstellungs- bzw. Montagefehler bei einer Fehlausrichtung des Antriebsstrangs entstehen, einen dominanten Beitrag zum Effektivwert. Diese Maschinenfehler prägen sehr viel Energie in Komponenten ein und können in der Folge der höheren Belastungen zu Schäden oder einer reduzierten Lebensdauer der Komponenten führen.

### 3.3 Verteilung der Schwingungskennwerte und Einflüsse

Bachmann Monitoring hat im Rahmen der Überarbeitung von Blatt 1 der VDI 3834 über eine Millionen Datensätze von ca. 1.000 WEA analysiert. Die Verifikation der Zonengrenzwerte erfolgte dabei in zwei Schritten.

Zunächst wurden im Rahmen der Fernüberwachung detektierte Fehler analysiert und Kennwerte entsprechend VDI 3834 bestimmt. Mit diesem ersten Schritt sollte sichergestellt werden, dass Maschinenfehler mit den in der Richtlinie festgelegten Grenzwerten detektiert werden können. Die Analyse zeigte, dass energiehaltige Maschinenfehler wie z.B. Aufstellungs- bzw. Montagefehler gut mit den Kennwerten der VDI 3834 erfasst werden können.

Im zweiten Schritt wurden die Daten der ca. 1.000 WEA von unterschiedlichen Herstellern und Typen analysiert. Mit dieser Untersuchung sollte geprüft werden, ob die Zonengrenzwerte auf verschiedene Anlagen und Triebstrangkonzeppte unterschiedlicher Hersteller anwendbar und übertragbar sind. Dabei wurden insbesondere folgende Schwerpunkte bearbeitet:

- Abhängigkeiten vom Betriebszustand (z.B. der Drehzahl)
- Abhängigkeiten vom Anlagentyp
- Statistische Auswertung und Bestätigung der Zonengrenzen der VDI 3834

Mechanische Schwingungen hängen stark vom Betriebszustand der Anlage ab, daher ist in der VDI eine Messung im stabilen Produktionsbetrieb mit mindestens 20 % Nennleistung vorgeschrieben. Online CMS erfassen Daten im gesamten Betriebsbereich einer WEA von wenigen kW bis zu mehreren MW. Die Abhängigkeit vom Betriebszustand (Leistung, Drehzahl) wurde daher für verschiedene Typen von WEA untersucht und statistisch ausgewertet. Dabei zeigt sich, wie erwartet, eine von Typ zu Typ unterschiedliche Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Diese Abhängigkeit ist in Bild 7 für 2 verschiedene Anlagentypen an der Messstelle Generator „Drive End“ dargestellt. Der erste Zonengrenzwert B/C ist im Bild gelb dargestellt, die statistisch ermittelte Grenze, in der 97,7 % der Messwerte liegen, ist blau einge-

zeichnet. Obwohl einige der Werte der Messungen oberhalb der Zonengrenzen liegen, befinden sich 97,7 % der Messwerte deutlich unterhalb der gültigen Zonengrenzen B/C. Das bedeutet, dass die nach VDI 3834 berechneten Kennwerte die im Betrieb der WEA auftretenden Schwingungen sehr gut abbilden. Bei Überschreitung von Kennwerten nach VDI 3834 ist somit immer eine Ursachenanalyse und ggf. Wiederholungsmessung sinnvoll und notwendig. Die Analyse mittels CMS liefert, wie bereits beschrieben, bei einer größeren Anlagenzahl dieser Betrachtungsgruppe Hinweise auf Zustandsänderungen, die im Rahmen des CMS Remote Service analysiert und verfolgt werden können.

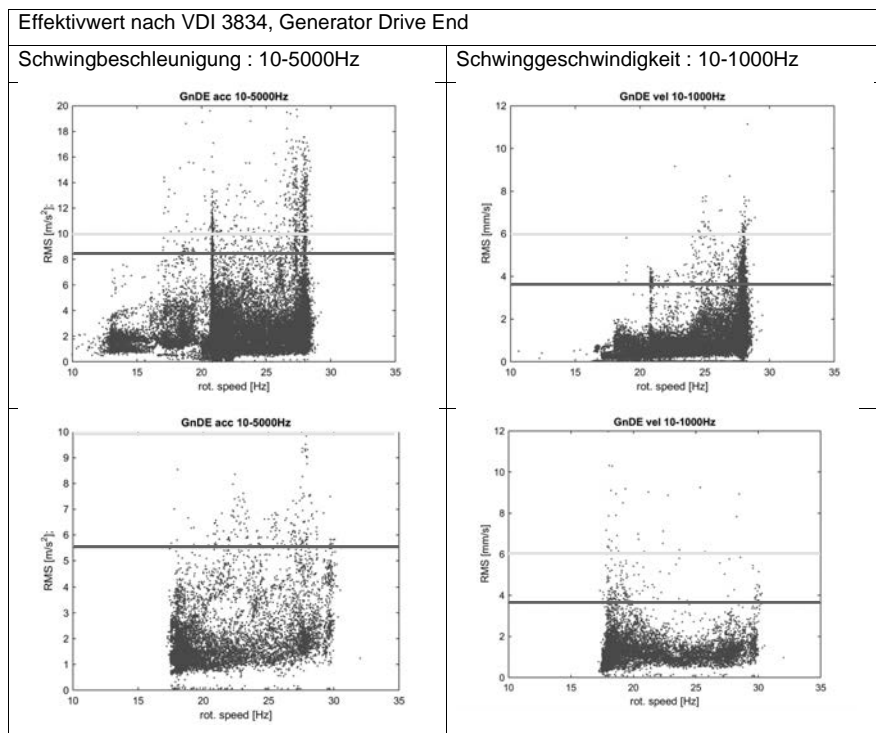


Bild 7: Effektivwerte an der Messstelle Generator für zwei verschiedene WEA Typen (gelb Zonengrenze nach VDI 3834, blau: 97,7 % der Datensätze)

#### 4. Schlussfolgerungen und Ausblick

Die systematische Anwendung der Kenngrößen von VDI 3834 im Rahmen des Condition Monitorings von großen Anlagenpopulationen und verschiedenen Typen von WEA hat gezeigt, dass die genormten Beurteilungsgrößen gut zur Ergänzung des klassischen Condition Monitorings geeignet sind. Die in dem Regelwerk verfügbaren Beurteilungszonen ermöglichen eine Bewertung des Schwingungsverhaltens im Leistungsbetrieb. Zusätzlich lassen sich auf dieser Basis die aktuellen Schwingungswerte und die Information, ob die Windenergieanlage entsprechend der Zonengrenzwerte für den Dauerbetrieb als geeignet angesehen werden kann, in die Steuerung oder SCADA Visualisierung integrieren und zur Überwachung des Schwingungsverhaltens nutzen.

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigten, dass die Schwingungsbeurteilung auf Basis von VDI 3834 in Kombination mit CMS den größten Nutzen bringt. Insbesondere weil dieses Vorgehen und die konsequente Prozessumsetzung es ermöglicht, dem Entstehen von Schäden - auf der Basis von neuartigen typvergleichenden Anlageninformationen - frühzeitig entgegenzuwirken.

Damit stehen erstmals auch handhabbare Größen für die Integration in „Leitstands-Software“ bzw. in webbasierte „SCADA-Systeme“ zur Verfügung, die insbesondere mit weiteren Prozessgrößen kombinierbar sind.

## 5. Literatur

- [1] VDI 3834 Blatt 1:2015-08 Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten - Windenergieanlagen mit Getriebe, Berlin: Beuth Verlag.
- [2] DIN ISO 10816-21: 2015-08 Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen - Teil 21: Windenergieanlagen mit horizontaler Drehachse und Getriebe (ISO 10816-21:2015), Berlin: Beuth Verlag.
- [3] Th. Gellermann, F. Wikidal: „Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Triebstranges von Windenergieanlagen“ VDI-Berichte 2123 zur Tagung „Schwingungen von Windenergieanlagen 2011“.
- [4] Th. Gellermann, J. Kolerus „Schwingsbeurteilung und Diagnostik von Windenergieanlagen im Spiegel von Normen und Richtlinien“, VDI-Berichte 2220 zur Tagung „Schwingungen von Windenergieanlagen 2014“ .
- [5] DIN ISO 17359 Beiblatt 1: 2007:08 „Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Beiblatt 1: Erläuterungen zu Fachbegriffen“, Berlin: Beuth Verlag.
- [6] Th. Gellermann „Extension of the scope of condition monitoring systems for multi-MW and offshore wind turbines“, VGB PowerTech, 09/ 2013.
- [7] U. Oertel, H. Fritsch: „Deterministische Datenerfassung, Analyse und Standardisierung“, VDI-Berichte 2168 zur Tagung „Schwingungen von Windenergieanlagen 2012“.
- [8] DIN ISO 10816-3: 2009-08 „Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen - Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen  $120 \text{ min}^{-1}$  und  $15000 \text{ min}^{-1}$  bei Messungen am Aufstellungsort“ (ISO 10816-3:2009), Berlin: Beuth Verlag.
- [9] DIN 45662: 1996:12: „Schwingungsmesseinrichtungen - Allgemeine Anforderungen und Prüfung“, Berlin: Beuth Verlag.



# Dynamisches Verhalten des Antriebsstranges eines Gondelprüfstandes der Multi-MW-Klasse

Dr.-Ing. **C. Mehler**, Dipl.-Ing. **K. Eustorgi**, M.Sc. **M. Neshati**,  
M. Sc. **H. Zhang**, Fraunhofer-Institut für Windenergie und  
Energiesystemtechnik (IWES), Bremerhaven

## Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag beschreibt zunächst den Gondelprüfstand des Fraunhofer IWES in Bremerhaven in seiner Leistungsfähigkeit bezüglich der Einleitung dynamischer Belastungen und der an ihn gestellten Anforderungen. Es folgt eine Erläuterung der Struktur des Antriebsstranges und seine Abbildung als Modell mit konzentrierten Elementen. Die damit einhergehenden Anforderungen an die Regelung werden ebenfalls vorgestellt und Lösungsmöglichkeiten für die dynamische Regelung des Antriebsstranges aufgezeigt.

Des Weiteren wird das am Prüfstand eingesetzte hochauflösende Messsystem zur Erfassung mechanischer Größen und seine wesentlichen Leistungsmerkmale für die Bestimmung der mechanischen Eigenschaften des Prüfstandes und der Prüflinge vorgestellt. Den Abschluss bilden Ergebnisse einer Schwingungsanalyse von der Inbetriebnahme des Prüfstandes mit dem ersten Prüfling, einem direkt angetriebenen Prototypen der 3 MW-Klasse der Jacobs PowerTec GmbH.

## 1. Gondelprüfstand des Fraunhofer IWES

Prüfstände zum Testen von Gondeln von Windenergieanlagen im Originalmaßstab leisten einen wichtigen Beitrag zur Technologieentwicklung, bieten einen wichtigen Rahmen zur Steigerung der Zuverlässigkeit in der Windindustrie und spielen eine entscheidende Rolle bei der Reduzierung der Stromgestehungskosten. Prüfstände für komplette Gondeln von Windenergieanlagen sind eine Alternative zu Freifeldtests und bieten die Möglichkeiten einer realistischen Testumgebung unter einstellbaren und reproduzierbaren Lastbedingungen im Vergleich zu Tests im Freifeld. Aus diesem Grund erfüllen die Großprüfstände wichtige Voraussetzungen der Windindustrie zur Verringerung der Kosten des Zertifizierungsprozesses und der Produktentwicklung durch die Möglichkeit von Tests zur Designvalidierung und Erhöhung der Zuverlässigkeit.



Bild 1: Gondelprüfstand des Dynamic Nacelle Testing Laboratory ("DyNaLab")

Der Gondelprüfstand des Dynamic Nacelle Testing Laboratory (DyNaLab) ist ein Großprüfstand im Originalmaßstab (Bild 1), der vom Fraunhofer IWES in Bremerhaven entwickelt und für On- und Offshore-Windenergieanlagen mit einer Nennleistung von 2-8 MW ausgelegt wurde. Die offizielle Eröffnung des Prüfstandes fand im Oktober 2015 statt. Er besitzt einzigartige Möglichkeiten, simulierte Windlasten in sechs Freiheitsgraden auf die Gondel einzuprägen. Zudem ist der Prüfstand mit dem weltweit leistungsfähigsten Netzsimulator zur Nachbildung unterschiedlichster Zustände des elektrischen Netzes ausgestattet.

Das zur Verfügung stehende hochauflösende Messsystem auf Basis von LMS Test.Lab der Siemens AG bietet auf mehr als 400 Kanälen eine synchronisierte Erfassung von Beschleunigungen, Verlagerungen, Spannungen, Drehzahlen oder anderen signifikanten Parametern zur Durchführung einer dynamischen Schwingungsanalyse des gesamten Aufbaus [1]. Alles in allem bietet das DyNaLab die besten Möglichkeiten einer realistischen Testumgebung zur Analyse der dynamischen Eigenschaften der Gondel (insbesondere von deren Antriebssträngen), zur Zertifizierung der elektrischen Eigenschaften [2] der Windenergieanlagen als Energieerzeugungseinheit (EZE) und für beschleunigte Lebensdauertests.

Der Prüfstand wurde ausgelegt zur Einprägung eines nominalen Drehmomentes von 8,6MNm mit einer sehr hohen Dynamik. Diese ermöglichen zwei elektrisch erregte Synchronmaschinen, die in Tandemkonfiguration auf die gemeinsame Welle arbeiten und eine primäre Antriebsleistung von insgesamt 10 MW bereitstellen. Über eine hydraulische Lasteinleitung können zudem Schub- und Biegebelastungen in der Größenordnung von 2MN bzw. 20 MNm auf die Gondel eingeprägt werden. Zur Berücksichtigung der Einbaulage der

Antriebsstränge in Windenergieanlagen ist der gesamte Antriebsstrang des Prüfstandes um 5° geneigt. Der Netzsimulator besitzt eine installierte Umrichterleistung von 44 MVA und ermöglicht wahlweise auf Spannungsebenen von 10, 20 oder 36 kV ein breites Spektrum an Testszenarien bezüglich der Fault-Ride-Through(FRT)-Fähigkeit.

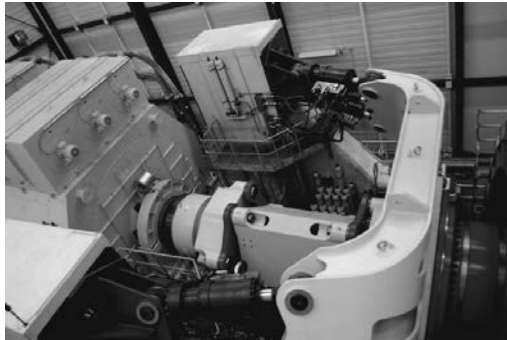


Bild 2: Antriebsstrang des Gondelprüfstandes und hydraulische Lasteinleitung

## 2. Antriebsstrang des Prüfstandes

Der Antriebsstrang des Prüfstandes ist das mechanische Bindeglied zur Einleitung des Drehmomentes auf die Hauptwelle des Prüflings. Bei der Auslegung des Antriebsstranges wurde ein besonderes Augenmerk auf eine hohe Steifigkeit gelegt, dass die Einprägung sehr hoher Drehmomente bei sehr niedrigen Drehzahlen mit einer hohen Dynamik möglich ist. Bild 2 zeigt den Antriebsstrang des Prüfstandes mit den beiden elektrisch erregten Synchronmaschinen, die das gesamte für den Betrieb geforderte Drehmoment bereitstellen.

Bild 3 zeigt die prinzipielle Anordnung der Komponenten des Antriebsstranges. Zur Begrenzung des maximalen Drehmomentes wurde ein Drehmomentbegrenzer („Torque Limiter“) eingesetzt, der im Notfall eine Trennung der mechanischen Verbindung bewirkt, wenn ein vordefiniertes maximales Drehmoment überschritten wird. Eine flexible Kupplung ermöglicht die Kompensation von Verlagerungen und Fehlausrichtungen während von ihr selbst keine zusätzlichen Reaktionskräfte ausgehen. Die wichtigste Aufgabe der Kupplung besteht darin, während des Betriebs eine Entkopplung zwischen der gewollten Bewegung der hydraulisch bewegten Plattform zur Lasteinleitung auf die Gondel und der Antriebseinheit (der Hauptwelle der Motoren) des Prüfstandes sicherzustellen. Abschließend erfolgt die Verbindung zum

Prüfling über das Hauptlager, dessen innerer Flansch über einen Adapter mit der Nabe des Prüflings verbunden ist.

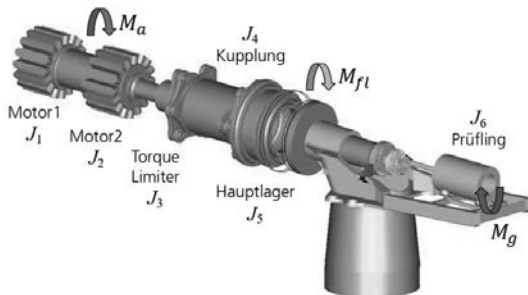


Bild 3: Mehrmassenmodell des Antriebsstranges des Prüfstandes und des Prüflings

Bei dem vorgestellten Antriebsstrang kann in erster Näherung von diskreten Massen mit einer entsprechenden Verteilung ausgegangen werden, so dass eine Beschreibung als gekoppeltes Mehrmassensystem vorgenommen werden kann. Die mechanischen Eigenschaften des Antriebsstranges begrenzen jedoch bei hoch dynamischen Vorgängen, die Leistungsfähigkeit bezüglich der Einprägung des Drehmomentes auf den Prüfling und werden mit einer aktiven Regelung zur Schwingungsdämpfung erheblich verbessert. Methoden zur aktiven Schwingungsdämpfung berücksichtigen dazu ein dynamisches Modell des mechanischen Systems. Unter diesen Voraussetzungen wurde ein Mehrmassenmodell bezüglich des Rotationsfreiheitsgrades des Antriebsstranges aufgebaut, das neben der charakteristischen Verteilung der bestimmenden Massenträgheitsmomente deren jeweilige Kopplung über entsprechende Steifigkeiten und Dämpfungen berücksichtigt.

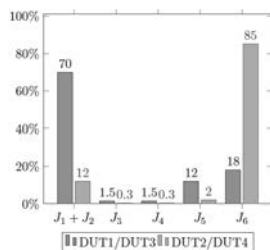


Bild 4: Verteilung der Massenträgheitsmomente bei unterschiedlichen Prüflingen

Bild 4 zeigt die ungleichmäßige Verteilung der Massenträgheitsmomente bei Kopplung von vier unterschiedlichen Prüflingen, die jeweils unterschiedliche Designkonzepte verfolgen, mit dem Prüfstand. Die Angaben in Bild 4 beziehen sich dabei auf die bereits in Bild 3 verwendeten Bezeichnungen. Aufgrund der sehr hohen Steifigkeit der gemeinsamen Antriebswelle wurden die Massenträgheitsmomente der beiden Antriebsmaschinen zusammengefasst. Die vier betrachteten Designkonzepte der Prüflinge entsprechen dabei vier Kombinationen von hohen und geringen Massenträgheitsmomenten, die jeweils über eine Kopplung mit hoher bzw. geringer Steifigkeit verfügen. Aus Bild 4 ist damit deutlich zu erkennen, dass an den Enden des Antriebsstranges jeweils sehr große Massenträgheitsmomente wirken, während die Koppellemente vergleichsweise kleine Massenträgheitsmomente aufweisen.

Eine Betrachtung des Eigenschwingverhaltens des Antriebsstranges des Prüfstandes zeigt eine erste Torsionseigenfrequenz um 20 Hz. Bild 5 zeigt das entsprechende Bode-Diagramm bei Betrachtung des Übertragungsverhaltens vom durch die Antriebsmaschinen eingprägten Luftspaltmoment zum auf dem den Prüfling wirkenden Drehmoment. Unter der Voraussetzung, dass ein Prüfling angekoppelt ist, verschiebt sich die erste Torsionseigenfrequenz, je nach Charakteristik des Prüflings, in den Bereich von 2-15 Hz. Bild 6 zeigt das Bodediagramm bei Kopplung eines Prüflings mit einem vergleichsweise hohen Massenträgheitsmoment und einer hohen Steifigkeit. Zur Verdeutlichung der Eigenfrequenzen wurde in beiden Fällen keine relevante Dämpfung berücksichtigt.

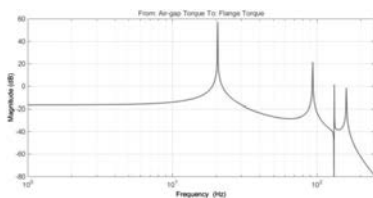


Bild 5: Bodediagramm (Luftspaltmoment-> Drehmoment am Koppelflansch)

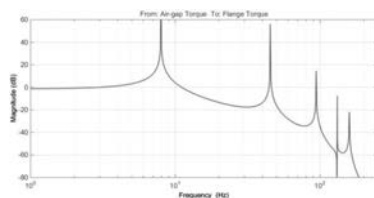


Bild 6: Bodediagramm (Luftspaltmoment-> Drehmoment am Koppelflansch) mit Prüfling

### 3. Regelung des Antriebsstranges

Bei Betrachtung des Rotationsfreiheitsgrades wird schnell deutlich, dass eine Nachbildung der Eigenschaften des aero-elastischen Rotors für viele Testszenarien erforderlich ist. Insbesondere das Testen der Gondel als Hardware-in-the-Loop – System (HiL) und die Durchführung von Tests bezüglich des Verhaltens am elektrischen Netz (bspw. „FRT“-Events) macht

eine realistische Nachbildung des auf dem Prüfstand fehlenden Rotors notwendig. Durch die Kopplung eines virtuellen Rotormodells, das das aero-elastische Verhalten des Rotors in Echtzeit nachbildet, mit dem Antriebsstrang als Hardware-in-the-Loop-System wird die Leistungsfähigkeit des Prüfstandes weiter erhöht. Bild 7 zeigt in vereinfachter Darstellung den Ansatz des Hardware-in-the-Loop-Systems mit dem Ziel, dass das auf dem Prüfstand auf die Gondel eingeprägte Drehmoment  $M_{fl}$  möglichst genau dem im realen Betrieb an der Nabe wirkenden Drehmoment  $M_{NG}$  entspricht.

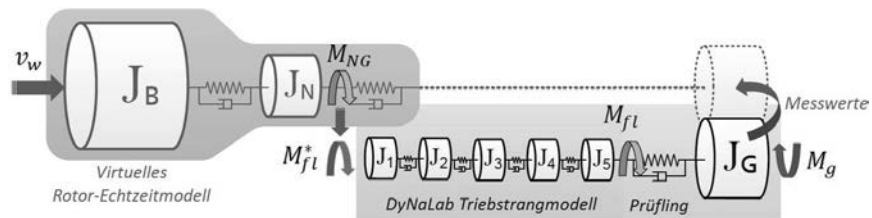


Bild 7: vereinfachte Darstellung des Hardware-in-the-Loop (HiL) – Systems

In dem beschriebenen System werden Messgrößen des Prüflings in das Rotormodell zurückgeführt und erlauben damit die Simulation eines realistischen Drehmomentes des Rotors  $M_{NG}$ , das wiederum den Sollwert für die Regelung des auf die Gondel eingepprägten Drehmomentes  $M_{fl}$  darstellt. Das virtuelle Rotormodell verwendet einen Windgeschwindigkeitsverlauf als Eingangsgröße und kann im einfachsten Fall als Zweimassensystem, bestehend aus einer Nachbildung der Massenträgheitsmomente der Blätter  $J_B$  und der Nabe  $J_N$ , betrachtet werden. Je nach Realisierung des Hardwar-in-the-Loop-Systems bzw. des vorhandenen Messsystems werden als Messgrößen des Prüflings die Beschleunigung, die Drehzahl oder das Drehmoment des Generators zurückgeführt. Für die Nachbildung des dynamischen Verhaltens ist es zudem unerlässlich, dass neben der Übereinstimmung von  $M_{fl}$  und  $M_{NG}$  eine möglichst genaue Übereinstimmung der Drehzahl des Prüflings mit der im virtuellen Rotormodell berechneten Drehzahl gegeben ist.

Für die Realisierung der Regelung des Hardware-in-the-Loop-Systems (der Simulation) ist damit eine genaue Abbildung des Massenträgheitsmomentes des Rotors und seiner Eigenfrequenzen erforderlich, die sowohl den stationären Zustand als auch das dynamische Verhalten des Drehmomentes des Rotors charakterisieren. Damit ist eine Beschreibung des Frequenzganges bezüglich der Torsionsschwingungen notwendig. Wird ein Frequenzbereich

bis 20 Hz für die dynamische Nachbildung des Drehmomentes innerhalb des HiL-Systems (also des auf die Gondel eingprägten Momentes  $M_{fl}$ ) angestrebt, so ist entscheidend, dass eine ausreichende Anzahl von Freiheitsgraden zur Verfügung steht, um die Eigenfrequenzen des Gesamtsystems entsprechend zu beeinflussen. Die Betrachtung des Antriebsstranges bei Kopplung mit einem Prüfling zeigt eine Eigenmode (Bild 6), die somit eine Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung notwendig macht.

Die aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen ist eine zentrale Anforderung in vielen industriellen Anwendungen von Antriebssystemen mit elastischen Koppellementen wie beispielsweise der Fahrzeugtechnik [3], den Windenergieanlagen [4] oder andere großer Antriebsanwendungen [5]. Prinzipiell können die Anforderungen zur aktiven Schwingungsdämpfung unter der Berücksichtigung der Torsionseigenschaften des Systems mit entsprechenden Regelungsverfahren für Antriebssysteme erfüllt werden. Die verwendeten Regelverfahren sind dabei stark von der Anwendung und den Systemeigenschaften abhängig. Modellbasierte Ansätze sind nach wie vor Bestandteil vieler Forschungsarbeiten um die Leistungsfähigkeit fortschrittlicher Regelungsverfahren bestmöglich zu nutzen. Die intensive Forschungstätigkeit in diesem Bereich hat zu vielen unterschiedlichen Regelungsansätzen geführt [6][7][8].

Die Regelung des Hardware-in-the-Loop-Systems (HiL) hat zum Ziel, möglichst exakt das geforderte Drehmoment mit der entsprechenden Dynamik einzuprägen. Das entsprechende Blockdiagramm ist in Bild 8 gezeigt und gibt zusammen mit Bild 7 einen Überblick über den gesamten Regelungsansatz. Die vorgestellte Struktur basiert auf einem modellbasierten Regelungsansatz unter der Voraussetzung, einen möglichst geringen Aufwand für die Messwertrückführung zu betreiben.

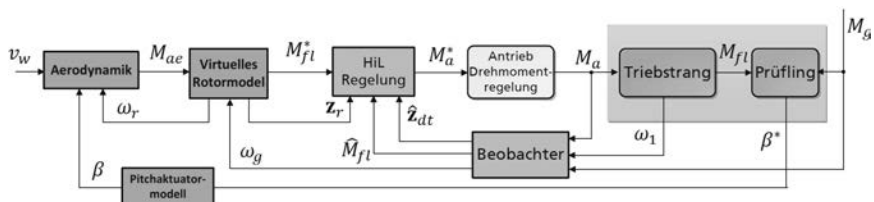


Bild 8: Regelung des Hardware-in-the-Loop-Systems (HiL)

Der Regler kann nach unterschiedlichsten Verfahren ausgelegt werden, solange er ausreichend Freiheitsgrade zur Beeinflussung des Systemverhaltens im gewünschten Dynamikbe-

reich besitzt. Der Regler nutzt den Sollwert des auf die Gondel einzuprägenden Drehmomentes  $M_{fI}^*$ , den Zustandsvektor des virtuellen Rotors  $\mathbf{Z}_r$ , den geschätzten Zustandsvektor des Antriebsstranges  $\hat{\mathbf{Z}}_{dt}$  und berechnet den optimalen Sollwert für das Luftspaltmoment der Antriebsmaschinen  $M_a^*$ , der wiederum dem Drehmomentregler der Antriebsmaschinen zur Verfügung gestellt wird. Dies geschieht unter Berücksichtigung sowohl des Schwingungsverhaltens des Antriebsstranges als auch des virtuellen Rotormodells. Die Schätzung des Zustandsvektors des Antriebsstranges erfolgt mit einem Beobachter, der die Motordrehzahl  $\omega_1$ , das Generatormoment  $M_g$  und das Motordrehmoment  $M_a$  als gemessene Eingangsgrößen verwendet. Da die vorgestellte Regelungsstrategie noch nicht abschließend am Prüfstand in Betrieb genommen wurde, werden im Folgenden die Simulationsergebnisse präsentiert. Weitere Informationen zu der Regelungsstrategie sind in [9] zu finden, eine alternative Möglichkeit wird in [10] vorgestellt.

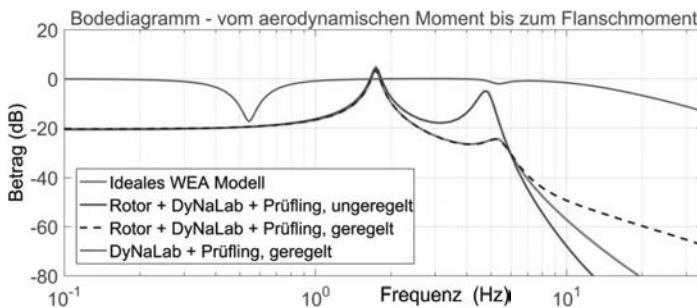


Bild 9: Frequenzgänge des geschlossenen Regelkreises des Hardware-in-the-Loop-Systems

Die Darstellung des Frequenzganges der Systeme (Bode-Diagramm / Bild 9) zeigt einen Vergleich des idealen Modells einer Windenergieanlage (in diesem Fall die 5MW NREL Offshore-Referenzturbine als Prüfling) mit dem ungeregelten HiL-System des Prüfstandes. Damit wird deutlich, wie die Dynamik des Systems mit der Regelung beeinflusst werden muss: Die Frequenzanalyse zeigt deutlich die korrekte Nachbildung der ersten und zweiten Mode des virtuellen Rotors bei 1.7 Hz und 5 Hz. Eine Betrachtung des Frequenzganges des inneren Regelkreises (Übertragungsverhalten von  $M_{fI}^*$  zu  $M_{fI}$ ), dargestellt in grau, zeigt, dass Frequenzen zwischen 1 Hz und 10 Hz nahezu ungedämpft passieren, während, höhere bzw. geringere Frequenzanteile gedämpft werden.



Eine Aussage, ob eine korrekte Nachbildung der Verhältnisse mit dem virtuellen Rotormodell erfolgt, liefert die Betrachtung von Drehzahl (Bild 11) und Drehmoment (Bild 10) am Flansch. Als theoretischer Extremfall wird hierzu eine sprungförmige Änderung des Generatormomentes (bei  $t = 15\text{s}$ ) vorgegeben.

Die korrekte Abbildung sowohl der Eigenfrequenzen als auch des Dämpfungsverhaltens, zeigt sich anhand der Betrachtung der Einschwingphase (nach  $t=15\text{s}$ ).

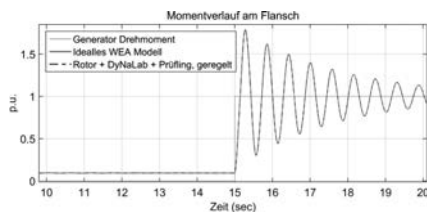


Bild 10: Drehmomentverlauf am Flansch

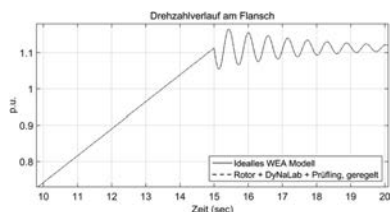


Bild 11: Drehzahlverlauf am Flansch

Wie beschrieben ist die sprungförmige Änderung des Generatormomentes eher als ein theoretischer Extremfall zu sehen, der aber eine gute Grundlage für die folgenden Betrachtungen liefert. Mit dem Einfluss der Generatorordrehzahl sowohl auf die Generatorregelung als auch auf die Pitch-Regelung der Anlage ist es unerlässlich, dass diese auch im HiL-System mit der im idealisierten WEA-Modell, wie in Bild 11 gezeigt, übereinstimmt. Ergänzend sei hinzugefügt, dass eine Drehzahlregelung dazu im HiL-System nicht vorgenommen wird, da diese Bestandteil der Regelung des Prüflings/der Anlage ist.

Für eine detailliertere Betrachtung des HiL-Systems wurden zudem, neben der Generatorregelung und der Pitch-Regelung, die aerodynamischen Eigenschaften des Rotors in Form einer  $(C_p, \lambda)$ -Kennlinie hinterlegt. Die Simulationsergebnisse zeigen, bei der Verwendung eines turbulenten Windfeldes (mit einer mittleren Windgeschwindigkeit von  $15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ) als Eingangsgröße, eine sehr hohe Übereinstimmung sowohl für den Drehmomentverlauf am Flansch (Bild 12) als auch bei der Rotordrehzahl (Bild 13).

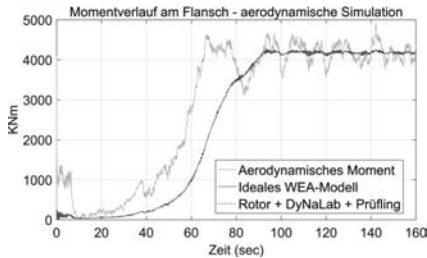


Bild 12: Drehmoment am Flansch

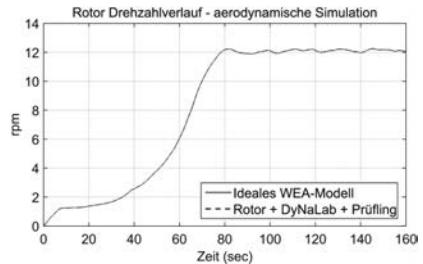


Bild 13: Drehzahl des Rotors

#### 4. Mechanisches Messsystem

Der Gondelprüfstand des Fraunhofer IWES verfügt über ein umfassendes Messsystem zur Erfassung mechanischer Größen. Von insgesamt für Sensoren zur Verfügung stehenden 480 Messkanälen können rund 100 Kanäle für Sensoren auf rotierenden Bauteilen genutzt werden. Das von der Siemens AG entwickelte System „LMS Testing Solutions“ verarbeitet Daten mit einer Bandbreite von bis zu 80 kHz und ermöglicht über die Visualisierung ein Online-Monitoring aller Messkanäle sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich. Das Messsystem umfasst zudem leistungsfähige Software zum gesamten Post Processing der Messwerte, sodass diese beispielsweise in Echtzeit in Campbell-Diagrammen und Wasserfallplots dargestellt werden können. Ein weiteres Visualisierungssystem ermöglicht ohne direkten Zugang auf die Messdaten eine individuelle Konfigurierung der Darstellung durch den Kunden um diese den Anforderungen entsprechend anzupassen.

#### Sensoren

Am Prüfstand stehen unterschiedlichste Sensoren zur Erfassung von Temperatur, Druck und Durchfluss zur Verfügung. Verschiebungen werden je nach Messstelle mit induktiven Sensoren, Potentiometern oder laserbasierten Einrichtungen aufgenommen. Auftretende Beschleunigungen können über einen Frequenzbereich von 0,5 bis 10 kHz gemessen werden. Neben dem Schwingungszustand der Anlage können somit auch Lagerschäden detektiert und hochfrequente Getriebschwingungen analysiert werden. Dehnungsmesstreifen überwachen den Spannungszustand einzelner Bauteile und geben Aufschluss über Biege- und Torsionzustände der Wellen. Position und Drehzahl werden mit einem hochauflösenden Encoder mit 131072 Pulsen pro Umdrehung aufgenommen. Somit können Messergebnisse aller Sensoren nicht nur über der Zeit, sondern auch in Bezug auf den zugehörigen Drehwinkel ausgewertet werden.

### Kommunikation und Automatisierung

Das mechanische Messsystem ist Teil des übergreifenden Messtechnik-Netzwerks des Gondelprüfstandes (Bild 14). Über dieses Netzwerk kommunizieren ebenfalls das Messsystem für elektrische Größen, das Condition Monitoring System (CMS) des Prüfstands, sowie das Condition Monitoring System des Prüflings. Grundlage für die Kommunikation ist ein Zeitserver, der eine Synchronisation aller vorhandenen Systeme mit GPS-Zeit realisiert. Dieser Zeitserver unterstützt sowohl das PTPv2 als auch das IRIG-B Protokoll und ist damit zur zeitlichen Synchronisation von verschiedenen Systemen bestens geeignet. Bei der zeitlichen Synchronisation aller Geräte wird damit eine Genauigkeit von mindestens 100  $\mu$ s erreicht.

Im Messnetzwerk besteht die Möglichkeit, für jeden einzelnen Sensor Grenzwerte zu definieren. Bei einer Überschreitung dieser Grenzwerte für einen vorgegebenen Zeitraum, wird ein entsprechendes Trigger-Signal generiert und die Prüfstandsteuerung kann vordefinierte Sicherheitsabläufe auslösen.

Bereits während eines Tests werden alle mit den verschiedenen Systemen am Gondelprüfstand aufgenommenen Messwerte auf dem zentralen Messdaten Server abgelegt und können parallel ausgewertet werden. Im Aufbau befindet sich eine Erweiterung des Messsystems um zukünftig Daten über EtherCAT in Echtzeit (also ohne sichtbare Verzögerung und deterministisch zu den eingestellten Buszykluszeiten) zur Verfügung zu stellen. Vom Datenvolumen abhängige Verzögerungen werden damit reduziert und eine schnelle zuverlässige Online-Visualisierung einzelner Messdaten ist nahezu unabhängig von den eingesetzten Endgeräten möglich.



## Modalanalyse

Mit dem beschriebenen Messsystem sind Möglichkeiten geschaffen, eine Charakterisierung des Schwingungsverhaltens des Antriebsstranges sowie weiterer Komponenten des Prüfstands durch die experimentelle Bestimmung von Eigenfrequenzen sowie Eigenschwingformen durchzuführen. Auch die Realisierung von Betriebsmodalanalysen, die im Gegensatz zu experimentellen Modalanalysen die Ermittlung der Schwingungsformen abhängig von einem bestimmten Betriebszustand identifizieren, ist möglich.

## 5. Simulation des Antriebsstranges

Für die eingehende Analyse der Messwerte ist ein tiefgreifendes Verständnis des gekoppelten Systems aus Prüfstand und Prüfling zwingend notwendig. Daher wurde am Fraunhofer IWES ein detailliertes Mehrkörpermodell des Prüfstands (Bild 15) erstellt, das kontinuierlich weiterentwickelt wird und die Möglichkeit einer Kopplung mit Simulationsmodellen des jeweiligen Prüflings bietet. Die Ziele der Simulation des Prüfstandes bestehen darin, Prüfscenarien hinsichtlich ihrer Aussagekraft und Betriebssicherheit zu prüfen und neu entwickelte Regler für die Antriebsmaschinen vor der Implementierung zu testen.

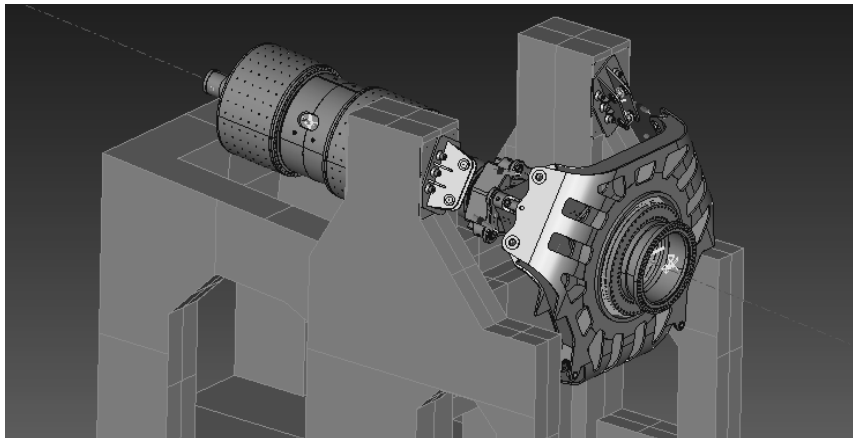


Bild 15: Mehrkörpermodell des Antriebsstranges des Prüfstandes unter „Samcef for Windturbines (SWT)“

Zurzeit sind die Antriebsmaschinen als Feder-Masse-System mit einem entsprechenden Torsions-Freiheitsgrad abgebildet. Dabei wird die Annahme getroffen, dass die Kupplung des Prüfstandes die nicht-torsionalen Lasten am Prüfling von der Antriebseinheit separiert.

Die Kupplung ist als klassisches Mehrkörpermodell aus Starrkörpern und Gelenken in allen 6 Freiheitsgraden aufgebaut. Der Lastfluss infolge der Anregung durch die Plattform zur Lasteinleitung erfolgt über die gesamte Adapterstruktur und den Maschinenträger des Prüflings bis auf das gemeinsame Fundament. Die Steifigkeit dieser Komponenten ist daher entscheidend für die Simulation, sodass die Plattform der Lasteinleitung sowie die Adapter für den Turm und die Nabe als flexible Superelemente in die Modellierung integriert wurden. Die Hydraulikzylinder (und deren Regelung) zur Bewegung der Lasteinleitung und die Regelung der Antriebsmaschinen wurden unter Matlab/Simulink modelliert und als Dynamic Link Library (DLL) in die Simulation eingebunden.

## 6. Messung der Torsionsfrequenzen des Antriebsstranges des Gondelprüfstands

Die Validierung des Mehrkörpermodells und die Charakterisierung und Analyse des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs erfolgt sowohl mit experimenteller als auch mit Betriebs-Modalanalyse. Der Fokus liegt dabei zunächst auf der strukturmekanischen Schwingungsanalyse des Torsionsfreiheitsgrades. Zusätzlich zeigt eine FEM Simulation des Antriebsstrangs die zu den Frequenzen gehörenden Eigenmoden. Diese Information ist wichtig für die Interpretation der Messungen. Bild 16 zeigt die Ausprägung der erste Eigenmode des Antriebsstrangs bei 20 Hz. Die deutlichste Messung dieser Frequenzen ist somit am Momentenlager zu erwarten.

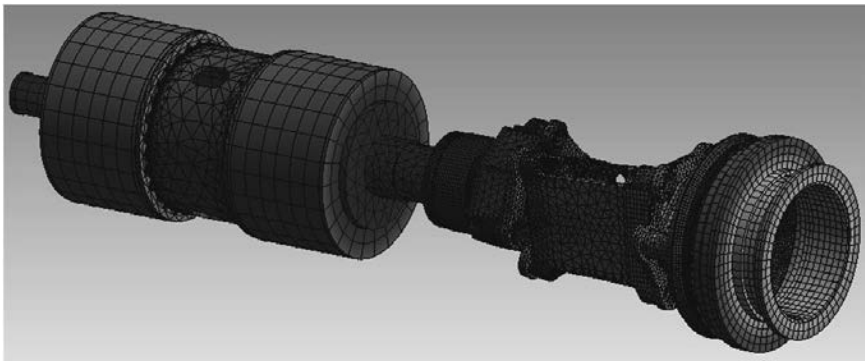


Bild 16: FEM Simulation: erste Torsionseigenfrequenz bei 20 Hz

Die Schwingungsmessung am Antriebsstrang erfolgt an den beiden Lagern des Motors sowie am Momentenlager des Hexapoden. Die Messungen werden jeweils in lateraler, vertikaler und axialer Richtung durchgeführt. Die Beschleunigungsmessung erfolgt mit Sensoren

von PCB Piezotronics (Typ: 601A02, 500 mV/g). Der hochauflösende Encoder (Baumer GmbH, Typ: MIR3000F) zur Erfassung von Position und Drehzahl ist zwischen Motorlager und Kupplung montiert.

Zur Analyse der Torsionseigenfrequenzen wurde ein Hochlaufversuch von 1 auf 12 min<sup>-1</sup> durchgeführt. Bei dem Test wurde die Begrenzung des Drehmomentes so gewählt, dass dem Drehzahlregler nur knapp ein ausreichendes Drehmoment für die Beschleunigung des Antriebsstranges zur Verfügung stand. Damit wird gewährleistet, dass die Dämpfung im System sehr gering ist und es besteht eine bessere Möglichkeit Resonanzstellen zu erkennen. Unter diesen Voraussetzungen stellt sich der in Bild 17 gezeigte Drehzahlverlauf ein.

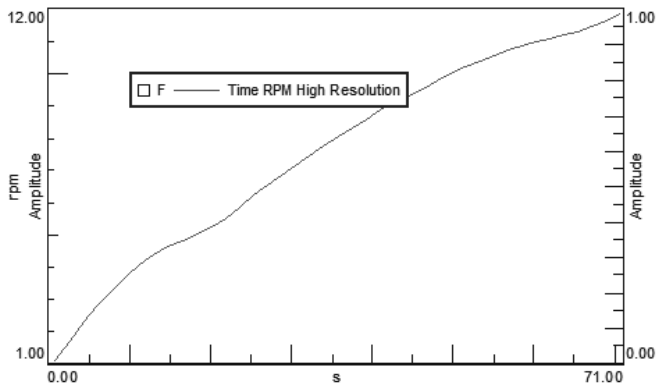


Bild 17: Drehzahl des Hochlaufversuchs

Bild 18 und Bild 19 zeigen Spektrogramme der Messsignale. Dazu wurden aus dem jeweiligen Signal die Autoleistungsspektren für verschiedene Drehzahlen berechnet. Diese werden für alle betrachteten Drehzahlen in einer Abbildung, einer Colormap, dargestellt. Auf der Ordinatenachse ist die Drehzahl angegeben, die Leistungsdichte des Signals zeigt sich in der farblichen Darstellung (Farbskala am jeweils rechten Bildrand).

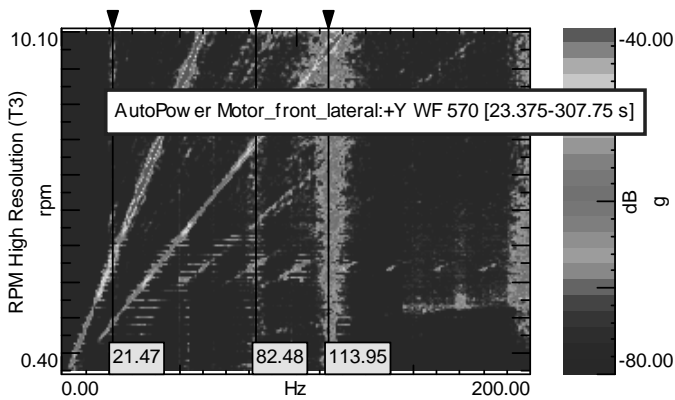


Bild 18: Spektrogramm des Beschleunigungssignals am kupplungsseitigen Motorlager in lateraler Richtung

Das Spektrogramm des Beschleunigungssignals am kupplungsseitigen Motorlager in lateraler Richtung (Bild 18) zeigt deutlich mehrere schräge Linien unterschiedlicher Steigung: Die Höchstwerte der Spektren verändern sich linear mit zunehmender Drehzahl. Diese Frequenzen werden direkt von der Rotation der Maschinen angeregt, beispielsweise durch eine Unwucht oder durch die Polteilung der Antriebsmotoren. Zusätzlich zeigen einige Farbkarten auch vertikale Linien. Hier ändern sich die Spektren nicht mit der Drehzahl, ein Hinweis auf eine Eigenfrequenz der Struktur. In Bild 18 sind deutlich die Eigenfrequenzen bei 21, 82 und 114 Hz zu erkennen.



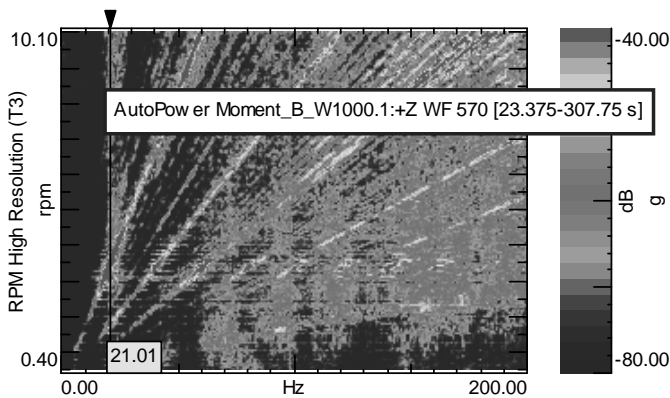


Bild 19: Spektrogramm des Beschleunigungssignals am Momentenlager des Hexapoden in vertikaler Richtung

Bild 19 zeigt die Messung am Momentenlager der hydraulischen Lasteinleitung in vertikaler Richtung. Entsprechend der FEM Simulation, Bild 16, ist hier die Eigenfrequenz bei 21 Hz deutlich stärker ausgeprägt als am Motorlager.

## 7. Messungen am Antriebsstrang mit Prüfling



Bild 20: Generator beim Einbringen in die Prüfhalle

Parallel zur Inbetriebnahme des Gondelprüfstandes wurde ein auf dem Reluktanzprinzip basierender Prototyp der 3-MW-Klasse der Jacobs PowerTec GmbH getestet. Bild 20 zeigt die Einbringung des Generators in die Prüfhalle.

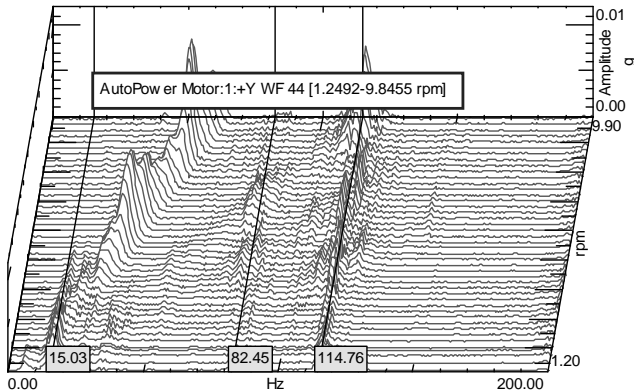


Bild 21: Wasserfalldiagramm des Beschleunigungssignals am kupplungsseitigen Motor in lateraler Richtung

Bild 21 zeigt ein Wasserfalldiagramm des Messsignals des Beschleunigungssensors am kupplungsseitigen Motorlager in lateraler Richtung. Die erste Eigenfrequenz liegt bei 15 Hz und damit deutlich niedriger als bei den Messungen ohne Prüfling. Wie aus den Simulationsergebnissen zu erwarten (Bodediagramme in Bild 5 und Bild 6), ändern sich die weiteren Eigenfrequenzen nicht.

#### Modalanalyse des Generators von Jacobs PowerTec GmbH

Am Stator des Generators wurde zudem eine Betriebs-Modalanalyse durchgeführt. Hierzu wurden an der Struktur dreißig Beschleunigungssensoren in drei unterschiedlichen Richtungen befestigt. Die Aufnahme der Messungen erfolgte während eines Hochlaufversuchs. Die Ergebnisse der Modalanalysen leisten einen wichtigen Beitrag für die Validierung der Simulationsmodelle.

Bild 22 zeigt exemplarisch das Messergebnis eines Sensors in tangentialer Richtung. Hier sind unter anderem Eigenfrequenzen bei 30.4 und 45.6 Hz zu erkennen. Die in der Modalanalyse bestimmten dazugehörigen Eigenformen sind in Bild 23 dargestellt.

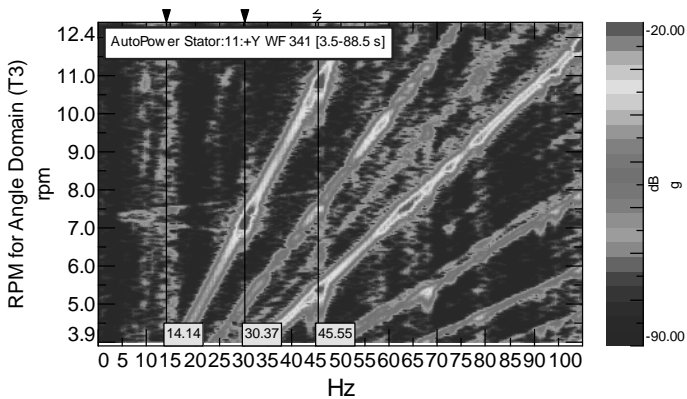


Bild 22: Eigenfrequenzen am Stator in tangentialer Richtung

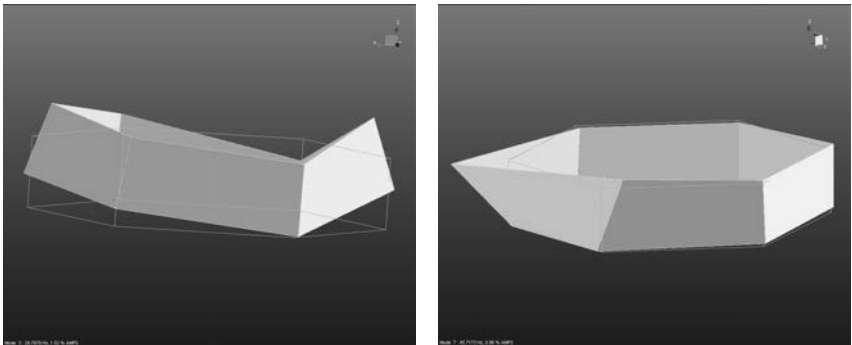


Bild 23: Eigenmoden des Stators bei 30 und 46 Hz

## 6. Literatur

- [1] T. Jersch. DyNaLab Test Bench, (2015) 3rd Annual international workshop on grid simulator testing of energy systems and wind turbine power trains. Tallahassee, Florida.
- [2] T. Jersch, C. Mehler, B. Tegtmeier. (2015) Electrical certification of wind turbines at DyNaLab, 3rd Annual international workshop on grid simulator testing of energy systems and wind turbine power trains. Tallahassee, Florida.
- [3] N. Amann, J. Boecker, F. Prenner. (2004) Active damping of drive train oscillations for an electrically driven vehicle. IEEE/ASME transactions on mechatronics, vol. 9, No. 4, pp. 679-700.
- [4] G. Mandic, A. Nasiri, E. Muljadi, F. Oyague. (2012) Active torque control for gearbox load reduction in a variable-speed wind turbine. IEEE transactions on industry applications, vol. 48, No. 6, pp. 2422-2432.
- [5] J. Song-Manguelle, C. Sihler, S. Schramm. (2011) A general approach of damping torsional resonance modes in multimegawatt applications, IEEE transactions on industry applications. vol. 47, No. 3, pp. 1390-1399.
- [6] M. Cychowski, K. Szabat, T. Orłowska-Kowalska. (2009) Constrained model predictive control of the drive system with mechanical elasticity, IEEE transactions on industrial electronics. vol. 56, No. 6, pp. 1963-1973.
- [7] N. Hoffmann, S. Thomsen, F. W. Fuchs. (2010) Model based predictive speed control of a drive system with torsional loads – A practical approach. Proceedings of 14<sup>th</sup> annual international conference on power electronics and motion control (EPE-PEMC). Ohrid, pp. 149-156
- [8] C. Sourkouni. (2010) Active dynamic damping of torsional vibrations by  $H_{\infty}$  control. Proceedings of 12<sup>th</sup> annual international conference on optimization of electrical and electronics equipment (OPTIM). Brasov, pp. 716-723.
- [9] M. Neshati, A. Zuga. (2015) Hardware-in-the-loop drive train control in Dynamic Nacelle Laboratory, 3rd Annual international workshop on grid simulator testing of energy systems and wind turbine power trains, Tallahassee, Florida.
- [10] B. Fischer, C. Mehler, A. Zuga, M. Shan. (2016) Control design for mechanical hardware-in-the-loop operation of dynamometers for testing full-scale drive trains. Wind Energy, DOI: 10.1002/we.1957

# Online-Verschleißerkennung an Rotorblättern

## Entwicklung und Einsatz von textilen Funktionsfasern zum Monitoring in Verbundwerkstoffen

Dr.-Ing. **Christian Döbel**, TITK e. V., Rudolstadt

### Kurzfassung

Im gemeinsamen Forschungsprojekt „Sensorblade“ wurde durch die Integration textiler Funktionsfasern als Sensoren direkt ins Material eine Online-Verschleißmessung eines Rotorblatts ermöglicht. Die Fasern wurden am Thüringischen Institut für Textil- und Kunststoff-Forschung e. V. entwickelt und auf diese Applikation hin angepasst. Gemeinsam mit den Projektpartnern fand die Integration ins Material statt, bevor Korrelationsmessungen für eine Quantifizierung von Beschädigungen mit Hilfe der statistischen Signalanalyse ermöglichten. Die Technologie der sensorischen Funktionsfasern gilt als zukunftsweisend, weil im Rahmen des Projekts mit der Programmierung und Integration der Auswerteelektronik ein wirklicher Funktionswerkstoff geschaffen wurde, der potentiell auch automatisiert und somit kostengünstig gefertigt werden kann.

### 1. Motivation

Zur Umsetzung der Energiewende in Deutschland ist unter anderem der intensive Ausbau von alternativen Energiequellen zwingend nötig. Eine dieser sind Windkraftanlagen, die derzeit landauf- und landabwärts errichtet werden. Der Trend geht dabei zwar in Richtung der Großwindanlagen im Megawatt-Bereich, da durch größere Masthöhen sowie längere Rotorblätter (bis zu 70 m) auch die Ausbeute signifikant steigt (Rotorblätter im Bereich der laminaren Strömung), dennoch wird auch im Bereich der Kleinwindanlagen (KWA) mittelfristig mit größerem Absatz gerechnet. Der Hintergrund ist hier der zunehmende Wunsch der Bürger nach einer Dezentralisierung der Energieversorgung ohne Genehmigungsverfahren in Deutschland sowie die Möglichkeit von Inselösungen in vielen, elektrisch nicht erschlossenen Gebieten der Erde. In küstennahen Krisengebieten Afrikas beispielsweise könnten schnell Hilfslager mit Elektrizität versorgt werden. Auch ist eine Aufstellung in wohnungsnahen Gebieten zur Versorgung beispielsweise landwirtschaftlicher Betriebe in vielen Gemeinden in Deutschland kein Problem.

Während die Installationskosten für KWA mit einer Nominalleistung von 5 kW bei etwa 15 000 Euro liegen, sorgen die großen Wartungskosten von ebenfalls 15 000 Euro über die Lebensdauer von 20 Jahren gerechnet dafür, dass zurzeit die wirtschaftliche Nutzung für private Haushalte oder kleine Unternehmen nicht rentabel ist. Im Vergleich dazu wird eine Photovoltaikanlage gleicher Nominalleistung bis auf eine eventuelle Schneeräumung in der Regel 20 Jahre wartungsfrei betrieben.

Auf der anderen Seite arbeitet eine KWA im Jahr dreimal mehr Stunden wie eine PV-Anlage, sodass ein wirtschaftlicher Betrieb bei einer signifikanten Senkung der Wartungskosten ist [1]. Um das zu erreichen, wurden am Thüringischen Institut für Textil- und Kunststoff-Forschung e. V. (TITK, Rudolstadt) in Zusammenarbeit mit den Firmen Richter Feinwerktechnik GmbH (Schönbrunn i. Steigerwald) sowie CE-LAB GmbH (Ilmenau) im Rahmen eines öffentlich geförderten Projekts (Bundeswirtschaftsministerium) Funktionsfasern für eine Online-Verschleißerkennung in Rotorblätter integriert. Damit soll auf den Systemzustand und die damit verbundene aktuelle Notwendigkeit einer Wartung geschlossen werden. Für Hersteller von KWA soll es mit Hilfe einer solchen Sensorik möglich werden, die Anzahl teurer Überprüfungen und damit die Betriebskosten am Beispiel des Rotorblatts auf das wirklich notwendige Maß zu reduzieren.

## 2. Funktionsfasern am TITK

Die Funktionsfasern auf Polymerbasis haben am TITK eine lange Tradition. Bereits vor Jahrzehnten wurden cellulosebasierte, später auch synthetische Kunstfasern in Rudolstadt gesponnen, um Flächentextilien damit herzustellen. Der Vorteil der Cellulose ist die Möglichkeit, Partikel mit einem großen Füllgrad in die Faser zu integrieren, um damit vielfältige Funktionen in den Bereichen elektrischer Leitfähigkeit oder antibakterieller Wirksamkeit zu realisieren.

Es wurden beispielsweise schon frühzeitig Feuchtemessfasern hergestellt, indem Ruß in die Cellulose vor dem Spinnen eingemischt wurde. Ein ganz bestimmter Füllgrad sorgt dafür, dass die Rußpartikel sich zu berühren beginnen und ein elektrisch leitfähiges Perkulationsnetzwerk ausbilden. Sobald die Faser Feuchtigkeit ausgesetzt wird, setzt die Quellung des Matrixmaterials – hier Cellulose – ein und die Perkolation wird verringert. Damit steigt der elektrische Widerstand der Faser proportional zur Umgebungsfeuchte dieser. Die Ansprechzeit liegt im Sekundenbereich und die Hysterese ist vergleichsweise gering.

Eine weitere Funktionsfaser ist die TPU-Faser, die am TITK für die Messung eines statisch anliegenden Drucks entwickelt wurde. Hierbei wird eine Kern-Mantel-Struktur hergestellt, indem ein elektrisch leitfähiger Kern (Seele) aus rußgefülltem Polyethylen als Innenelektrode

und ein Mantel mit einer großen Permittivität als Dielektrikum (z. B. mit Partikeln gefülltes TPU) dient. Durch die Kreuzung zweier Fasern kann die Kapazität am Kreuzungspunkt an den Faserenden gemessen werden, wie in Bild 1 gezeigt ist. Diese ändert sich messbar bei Anlegen eines äußeren Querdrucks auf den Kreuzungspunkt. Der Vorteil dieses Aufbaus im Gegensatz zu einer Außenelektrode als weitere Faserschicht ist, dass eine elektrische Isolierung der Einzelfasern nicht nötig ist und diese direkt ins Gewebe bzw. Matrixmaterial verarbeitet werden können, weil die äußerste Schicht bereits ein Isolator ist.

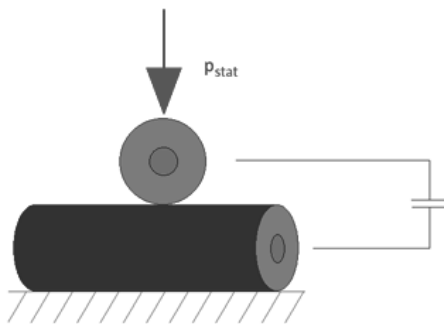


Bild 1: Darstellung Kreuzungspunkt und Druckeinwirkung (eigene Darstellung).

Desweiteren wurde die Piezofaser [2] als weitere Funktionsfaser in Kern-Mantel-Struktur am TITK entwickelt. Hier dient ebenfalls die Innenelektrode als stromführende Seele der Faser, während die sich nach außen anschließende Funktionsschicht aus Polyvinylidenfluorid (PVDF) besteht. Dieser Polymerwerkstoff hat den Vorteil eines piezoelektrischen Effekts. Das bedeutet, dass bei einer Beaufschlagung mit einer Bewegung mechanische Energie in elektrische gewandelt wird. Damit eignet sich die damit hergestellte Faser hervorragend als „Schwingungssensor“.

Der Vorteil aller Funktionsfasern ist, dass sie einerseits eine große Reißfestigkeit besitzen (vgl. Bild 2), da sie im Schmelzspinnverfahren mit anschließender Verstreckung hergestellt worden sind, andererseits jedoch sehr flexibel und damit für textile Anwendungen einsetzbar sind. Die Biegeradien bewegen sich bei etwa 5 mm. Damit lassen sich etwa Web- oder Strickprozesse mit Funktionsfasern realisieren, um beispielsweise sensorische Gewebe oder Gelege für faserverstärkte Werkstoffe oder Textilien im klinischen Bereich herzustellen.

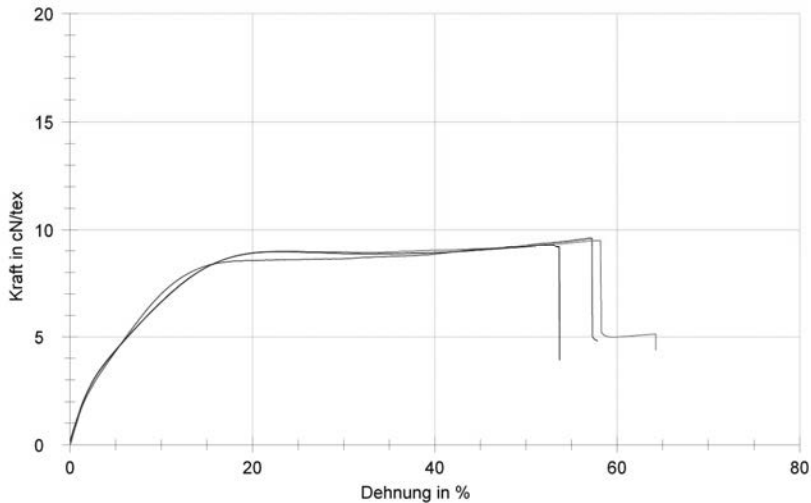


Bild 2: Kraft-Dehnungsdiagramm einer Piezofaser (520 tex, K/M-Verhältnis 90:10).

Die Herstellung und Konfektionierung von Funktionsfasern ist am TITK in Rudolstadt bereits zum Teil automatisiert worden, eine weitere Automatisierung entlang der Fertigungskette ist in den nächsten Jahren geplant. Dazu sind mehrere Forschungsprojekte gestartet worden. Denn nur bei einem Automatisierungsgrad von über 80 % (das entspricht Herstellkosten unter 10 Euro pro Sensor) ist eine wirtschaftliche Verwertung durch den Einsatz in vielen Produkten in den Bereichen Leichtbauwerkstoffe, klinische und technische Textilien sowie Automotive möglich.

### 3. Der Aufbau der Labormuster zur Validierung der Messfaserintegration

Im ersten Schritt des gemeinsamen Rotorblattprojekts „Sensorblade“ wurden Labormuster durch die Firma Richter Feinwerktechnik im Maßstab 1:10, also mit einer Länge von 320 mm, hergestellt, die mit den Funktionsfasern zur Messung der Materialtemperatur, der Feuchtigkeit im Innenraum des Rotorblatts sowie der Schwingungen (Körperschall) im glasfaserverstärkten Kunststoff ausgestattet wurden. Dieser Versuch sollte die Integrierbarkeit der Fasern ins Zielmaterial (Epoxidharz) an sich nachweisen.

Nach diesem erfolgreichen Validierungsversuch der Fertigung sensorischer Verbundwerkstoffe wurden Korrelationsmessungen zwischen den Messgrößen der Fasern und dem Verschleißzustand des Rotorblatts durchgeführt. Das Ziel war es, durch eine Parametersелеktri-



on herauszufinden, welche der ermittelten Messmerkmale (Schwingungen, Feuchte und Temperatur) eine starke, eine schwache oder gar keine Korrelation mit dem aktuellen Verschleißzustand haben.

Dann wurde ein Prüfstand gebaut, der die reale Umweltbelastung reproduzierbar nachbilden soll und in Bild 3 gezeigt ist. Feuchtigkeit und Temperatur wurden mit Hilfe von Wattestäbchen und einem Fön realisiert und durch die oberen Schlitze ins Material eingeleitet, während die Schwingung, die einmal pro Umdrehung am Mast auftritt, durch einen Motor mechanisch simuliert wurde. Der Grund für diese Bewegung ist, dass das Rotorblatt im Bereich des Mastes kurzzeitig aus dem laminaren Strömungsbereich in einen turbulenten eintritt und damit in diesem Moment eine Beschleunigung mit einer Amplitude von etwa 40 mm in axiale Richtung erfährt. Diese Bewegung löst eine Körperschallwelle im Verbundwerkstoff aus, die direkt im Material gemessen werden kann.



Bild 3: Prüfstand für Labormuster (links: Blattwurzel, rechts: Anregung mit Motor).

Die Parameterselektion ergab eine grundsätzliche Korrelation zwischen Verschleißzustand und der mechanischen Anregung des Rotorblatts, also dem Signal der Piezofaser. Der direkt im Inneren des Materials gemessene Körperschall ist bei gleichartiger Anregung in der Theorie im Wesentlichen abhängig vom Verschleißzustand des Materials. Die Schwierigkeit bestand allerdings darin, geeignete Merkmale im Signal zu finden, die eine qualitative Gut-Schlecht-Unterscheidung ermöglichen. Dabei können sowohl Signalmerkmale aus dem Frequenz- als auch dem Zeitsignal in Frage kommen. Messdaten an einer Sensorposition sind in Bild 4 für unterschiedliche Anregefrequenzen in einem Diagramm gezeigt.

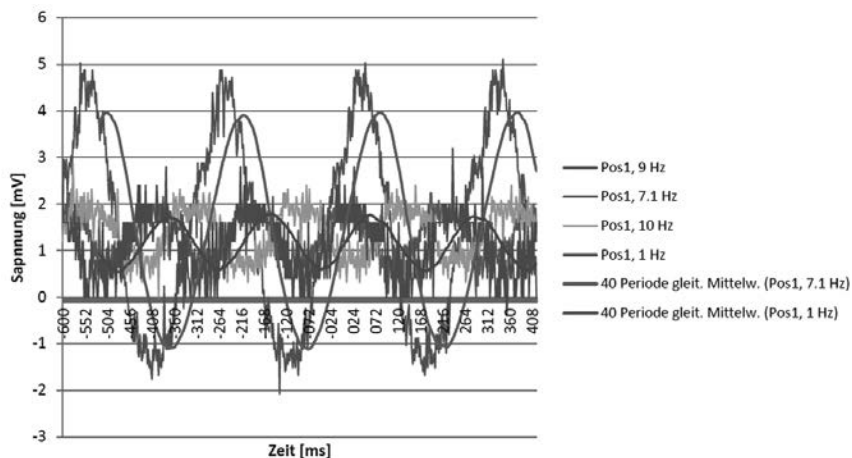


Bild 4: Zeitsignal an Messposition 1 bei unterschiedlicher Anregung des Rotorblatts.

Im Rahmen der Verschleißmessungen wurde ein Rotorblatt so ausgestattet, dass ein Riss sowie eine Delamination der Verstärkungsfaser in ein und demselben Rotorblatt bei identischer mechanischer Anregung simuliert werden konnten. Das sind laut Expertenaussagen in der Praxis häufig zu beobachtende Fehlerbilder.

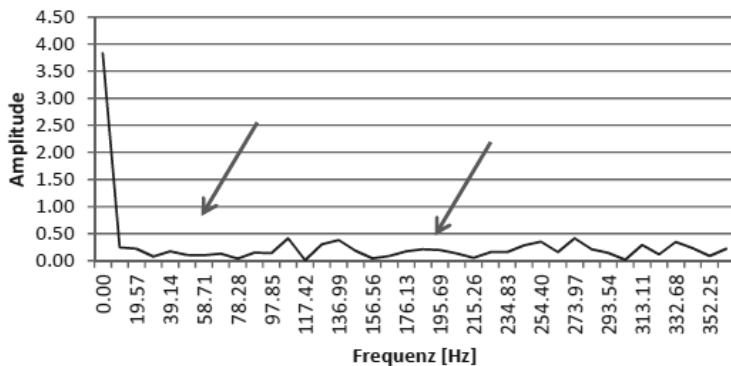


Bild 5: Charakteristische Amplituden (rote Pfeile) im Neuzustand des Materials.

Durch den direkten Vergleich des Zeit- sowie des Frequenzsignals eines Rotorblatts im Neuzustand mit dem im defekten Zustand konnten erste Hinweise darauf gegeben werden, dass

sowohl eine quantitative als auch eine qualitative Aussage über den Verschleißzustand denkbar sind. Die Delamination beispielsweise war messbar durch die Zunahme der Signalleistung in den Oberwellen verglichen mit den ersten Moden (Verschiebung der Leistungsdichte), während der Riss des Rotorblatts zu zusätzlichen Resonanzfrequenzen führte. In den Diagrammen in Bild 5 sowie Bild 6 ist die Ausbildung zweier Resonanzfrequenzen an der gleichen Messposition infolge des Materialverschleißes sichtbar.

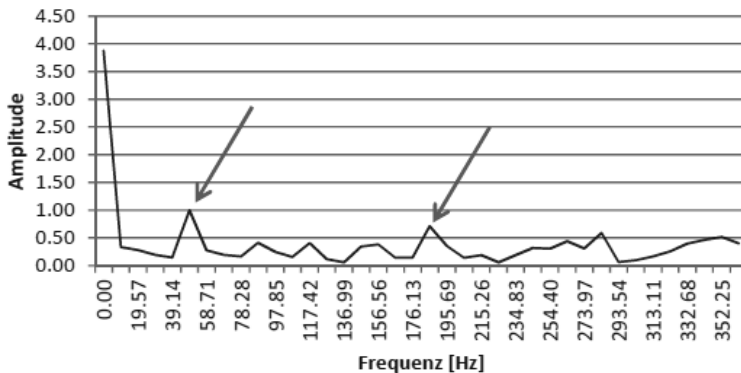


Bild 6: Charakteristische Frequenzen (rote Pfeile) im verschlissenen des Materials.

#### 4. Vergleich unterschiedlicher Sensorpositionen am Originalrotorblatt

Als nächstes stellte sich die Frage, an welchen Stellen im originalen Rotorblatt (Länge: 3,20 m) die größte Informationsdichte in Bezug auf die Verschleißaussage zu messen ist. Dazu wurden im Rahmen eines Versuchs mehrere piezoelektrischen Funktionsfasern an verschiedenen Positionen befestigt und mit Hilfe eines Unwuchtmotors bei Firma Richter Feinwerktechnik GmbH genormte Schwingungen mit jeweils unterschiedlichen Frequenzen auf den Prüfling beaufschlagt. Die gemessene Signalamplitude bei gleicher Anregung ist dabei direkt proportional zur Informationsdichte, die an der entsprechenden Stelle auftritt. Am Beispiel der Position 1 ist die Befestigung der Messfaser in Bild 7 gezeigt.



Bild 7: Sensorfaser (auf Carbonträger) auf dem Rotorblatt angebracht (Position 1).

Die beste Position fand sich am Übergang zum starren, an der Gondel fixierten Bereich (Blattwurzel). Dort ist bei einer mechanischen Anregung die Schwingung mit Hilfe der Sensorfaser sehr gut messbar, die Übergangsstelle befindet sich in Bild 8 zwischen dem roten und dem blauen Bereich. Deshalb wurde im nächsten Schritt an dieser Stelle die Integration der Piezofaser direkt ins Verstärkungstextil (Gewebe) vorbereitet. Der Hintergrund ist, dass die Faser im Hauptkraftpfad sitzen muss, um die Schwingung bestmöglich zu erfassen, was nur durch den Formschluss hier dauerhaft möglich ist.

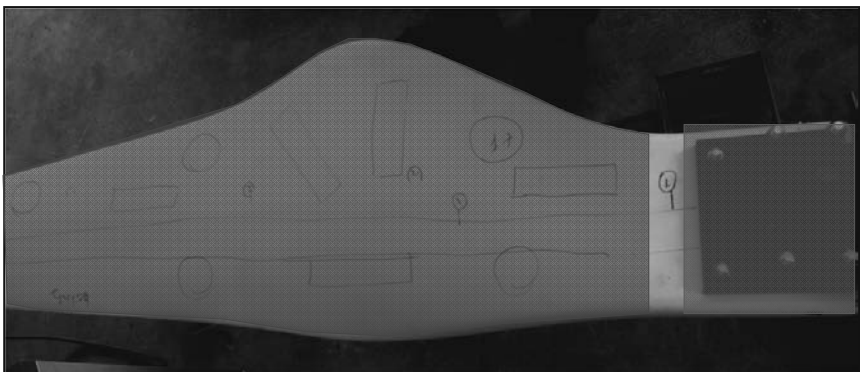


Bild 8: Schwingender Bereich (blau) versus eingespannter Bereich (rot).

Die gemessenen Sensorsignale wurden zuerst mit einem Oszilloskop und danach mit einem Mikrocontroller (AVT ATmega) ausgewertet, nachdem die Gut-Schlecht-Merkmale im Signal definiert wurden. Der Grund für die Eigenentwicklung der Auswertesoftware im Rahmen des Projekts ist die Philosophie, dass sowohl die Sensorik als auch die Auswerteschaltung zukünftig im Material integriert sein sollen. Nur dann ist ein wirklicher Funktionswerkstoff, der seinen Verschleißzustand selbst erkennt und weiteren Systemen als Information zur Verfügung stellt, gegeben. Die Zuverlässigkeit der Verkapselung des Mikrocontrollers wurde durch das Eingießen des Controllers mit anschließender Beaufschlagung unterschiedlicher Chemikalien validiert. Dabei steuerte der Controller vor und nach der Beaufschlagung zuverlässig mehrere LEDs, was einem kompletten und positiv überstandenen Selbsttest des RAM- wie des ROM-Speichers bewies.

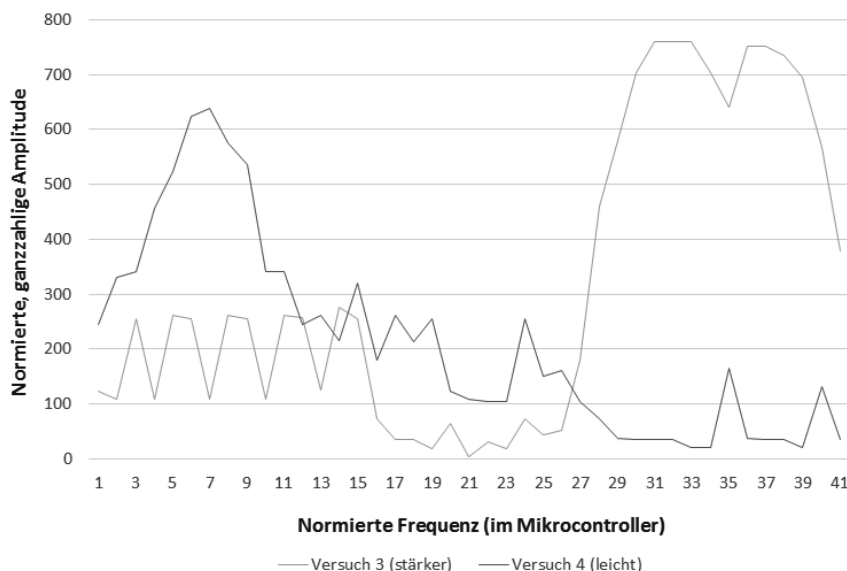


Bild 9: Rohdaten der FFT im Mikrocontroller bei zwei Anregungen (eigene Software).

Als Algorithmus ist in der derzeitigen Mikrocontrollersoftware eine statische Mustererkennung einiger signifikanter Frequenzen in der FFT programmiert (die controllerinternen Rohdaten sind in Bild 9 gezeigt), während bereits an einer selbst lernenden Variante gearbeitet wird. Diese soll sowohl das Frequenz- als auch das Zeitsignal adaptiv nach signifikanten

Merkmale scannen und diese permanent beobachten. Dabei ist die Bedeutung durch das Verständnis der physikalischen Wirkzusammenhänge wichtig.

Eine weitere, aktuelle Aufgabe ist die Signalauskopplung aus dem Funktionswerkstoff. Eine Variante per Bluetooth wird im Rahmen einer Bachelorarbeit am TITK derzeit bearbeitet, weitere Möglichkeiten sind andere Funk- oder Schleifkontaktübertragungen.

## **5. Entwicklung eines Blitzableiters zur Integration in den Funktionswerkstoff**

Um einem weiteren wesentlichen Hindernis für die Vermarktung von KWA gerecht zu werden, wurde außerdem in das Rotorblatt eine Blitzableitung unter der Federführung der Firma CE-LAB GmbH entwickelt. Die Herausforderungen lagen einerseits in der Integration der Hardware, um den Blitzableiter in einem später geplanten halbautomatischen Fertigungsprozess zu montieren. Andererseits mussten die Wechselwirkungen zwischen dem Blitzstrom und den Sensorfasern und deren Auswerteelektronik bestimmt werden. Blitzeinschläge in Windkraftanlagen sind aus der Praxis bekannt und können zur Zerstörung bzw. Fehlfunktion der Elektronik und der Mechanik führen. Daher wurden Blitzeinschläge durch die Einprägung von Blitzströmen im Labor von CE-LAB GmbH simuliert und mögliche Veränderungen am Rotorblatt gemessen.

Auch die Ermittlung der Korrelation zwischen Blitzeinschlägen und der Materialschädigung ist ein Projektziel. Zu diesem Zweck wurde eine Messspule im Rotorblatt installiert und mit dem Mikrocontroller verbunden. Dieser war damit in der Lage die Blitzeinschläge zu zählen, während weitere Messungen die Stärke der Korrelation zwischen diesen und der Materialschädigung ermitteln sollen.

## **6. Ausblick**

Im Rotorblattprojekt ist die Machbarkeit einer Online-Verschleißerkennung mit Hilfe sensorischer Funktionsfasern nachgewiesen und es sind die Grundlagen für weitere Arbeiten gelegt wurden. Wirkzusammenhänge, die zum Materialverschleiß führen, wurden gemessen und validiert. Im Weiteren werden die Fertigungs- sowie die Messtechnologie weiter verfeinert, um genügend Informationen bei potentiell geringen Fertigungskosten zu erhalten. Nun sind Feldversuche nötig, um die gefundenen Zusammenhänge statistisch weiter zu charakterisieren. Dabei ist der Aufbau weiterer Muster, die mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet sind, und deren Betrieb in einem repräsentativen Feldtest nötig.

Auch ist bislang im Schwerpunkt die Korrelation zwischen der Piezofaser und dem Verschleiß untersucht worden, während die Einflüsse von Temperatur und Feuchte eher ver-

nachlässigt wurden. Hier stehen weitere Untersuchungen an, die endgültig den Einsatz dieser Fasern rechtfertigen oder überflüssig werden lassen.

Außerdem werden die Funktionsfasern in der nächsten Generation von Funktionsmustern weitere Informationen auch außerhalb des alltäglichen Betriebs erheben. Gerade im Fertigungs- und Transportbereich lassen sich voraussichtlich noch zahlreiche Informationen messen, mit deren Hilfe die Prozess- sowie die Materialqualität verbessert werden können. Auch bei der Qualitätssicherung könnte der Nachweis des richtigen Umgangs der Rotorblätter noch vor der Installation teilweise durch den Einsatz von Funktionsfasern erbracht werden.

Neben dem Einsatz in Rotorblättern sollen die Ergebnisse des Projekts auf andere Verbundwerkstoffe möglichst übertragen werden können. Durch die Vorarbeit des Prüfstandsbaus sowie der integrierten Signalauswertung könnten hier signifikante Marktvorteile für Entwicklungspartner entstehen. Deshalb sind weitere Projekte im Bereich der Verbundwerkstoffe in der Planung.

## 7. Literaturangaben

[1] Fraunhofer Institut für Solar Energiesysteme, ISE: Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien, 2013.

[2] Datenblatt der Piezoelektrischen Faser:

[http://www.titk.de/titk/upload/article/forschung/TITK\\_\\_TPI\\_Faserfoermige\\_Piezosenoren\\_und\\_Energiewandler.pdf](http://www.titk.de/titk/upload/article/forschung/TITK__TPI_Faserfoermige_Piezosenoren_und_Energiewandler.pdf), 17.3.2016.





# Schwingungsgrenzwerte an WEA-Fundamenten und Kontrollmessungen nach sicherer Instandsetzung der Turmeinspannung

Dipl.-Ing. **Klaus Deininger**, KTW Umweltschutztechnik GmbH, Mellingen

## Kurzfassung

Schadensbilder wie Risse und Abplatzungen an WEA-Fundamenten sind in der Ursache ohne Schwingungsmessungen nicht direkt zuzuordnen.

Um zu entscheiden, ob eine gelockerte Einspannung des Fundamenteinbauteiles (FET) oder eine fehlende Entkopplung des Betons zum Stahlurm für das äquivalente Schadensbild ist, sind dynamische Messungen mit zusätzlichen Dehnungsmessungen am FET notwendig. Die daraus abzuleitenden Sanierungsmaßnahmen sind vom Umfang und von den Kosten deutlich unterschiedlich, so dass eine Messung vor der Entscheidung für ein Sanierungskonzept immer zu empfehlen ist.

## 1. Typische Schadensbilder

Unabhängig vom Fundamenttyp haben sich in der Vergangenheit Schadensbilder wiederholt, die wie folgt zusammengefasst werden können:

- Rostbildung an Turmsegmenten und Stahlteilen
- Defekte Fugen zwischen Fundamenteinbauteil (FET) und Betonfundament
- Risse an Betonoberflächen  $\geq 0,3$  mm, auch wasserführend
- Aussinterungen an den Betonoberflächen
- Abplatzungen, teilweise umlaufend und „schollenförmig“
- Wassereintritt ins Fundamentinnere
- Gelockerte Turmeinspannungen der kraftübertragenden Flansche

Im „Fundamentratgeber“ des BWE [1] sind diese Schadensbilder ausführlich dargestellt und beschrieben.

In der Technischen Richtlinie der FGW [2] ist der Prozess der Überwachung von Gründungen und Tragwerken umfangreich beschrieben (siehe auch Bild 1)

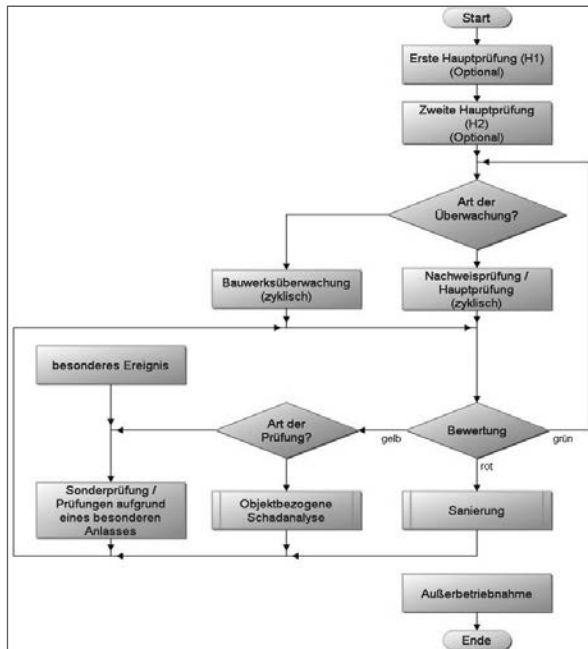


Bild 1: Kreislauf der Überwachung von Windenergie-Fundamenten

Sind Schadensbilder bezüglich Rissen und Abplatzungen auffällig, werden Schwingungsmessungen beschrieben, welche die Ursache dafür näher ermitteln sollen.

So deuten normalerweise schollenförmige Abplatzungen auf ein gelockertes Fundamenteinbauteil (FET) hin (siehe auch Bild 2).



Bild 2: Abgeplatzter Beton umlaufend am Fundamenteinbauteil

## **2.Schwingungsmessungen an WEA-Fundamenten**

Durch Bewegungsmessungen am Fundament kann erst sicher festgestellt werden, ob sich der kraftübertragende Flansch im Inneren des Betonkörpers tatsächlich gelöst hat. In Bild 2 z.B. lag eine feste Einspannung vor und die Abplatzungen wurden ausschließlich durch eine zu geringe Entkopplung im nicht bewehrten Betonsockel hervorgerufen.

Damit können im Vorfeld einer Sanierung die Kosten, die bei einer ggf. Verpressung der Fundamenteinbauteile deutlich höher anfallen, durch Schwingungsmessungen vermieden werden.

Sowohl in [1], als auch in [2] sind Richtwerte bei der Beurteilung bzw. auch Empfehlungen für weiteres Monitoring oder für Konzepte zur Sanierung aufgezeigt.

In Bild 3 sind beispielsweise sämtliche Anlagen eines Windparks vermessen worden, so dass daraus resultierend nur an einem Drittel der Fundamente aufwendige Sanierungsmaßnahmen durchzuführen waren.

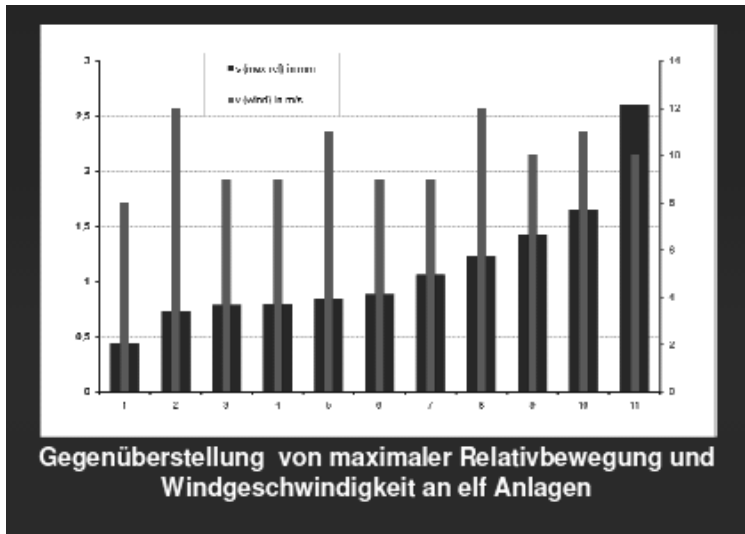


Bild 3: Gegenüberstellung von maximalen Relativbewegungen bei Notstopp und Windgeschwindigkeiten an verschiedenen Windenergieanlagen [3]

Zur sicheren Bewertung der Ergebnisse der Schwingungsmessungen empfiehlt es sich auch parallel Messungen mit Dehnmessstreifen am Stahlteil (FET) mit durchzuführen. Ebenso sind nach den erfolgten Instandsetzungen/Verpressungen Kontrollmessungen zu empfehlen, um den Erfolg der Sanierung nachzuweisen (siehe auch Bild 4).

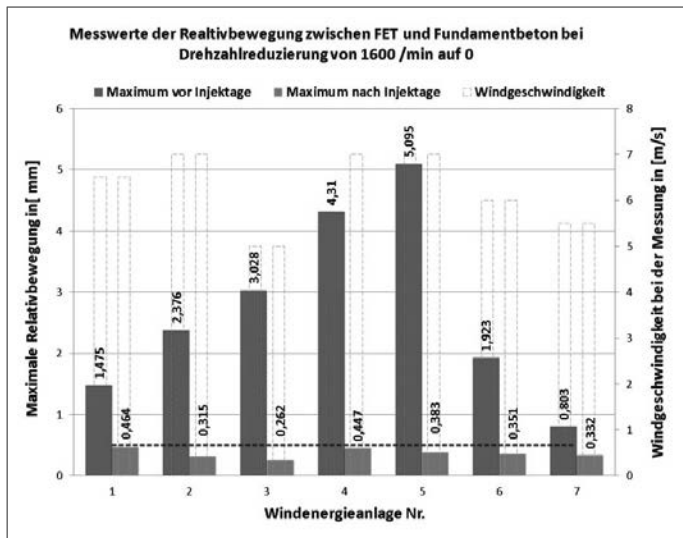


Bild 4: Schwingungsmessungen vor und nach Instandsetzung

### 3. Zustandsbewertungen und Weiterbetrieb

Neben den beschriebenen Überwachungsprozessen und Schwingungsmessungen werden in [2] auch die Zustände der WEA-Fundamente nach

- Standsicherheit
- Verkehrssicherheit und
- Dauerhaftigkeit

bewertet und eine Gesamtnote ermittelt. In Tabelle 1 sind die einzelnen Noten zusammengefasst und beschrieben.

Tabelle 1: Zustandsbewertungen von WEA-Fundamenten [2]

Notenbereich	Beschreibung
1,0 – 1,4	Sehr guter Zustand: Standsicherheit, Verkehrssicherheit und Dauerhaftigkeit des Bauwerks sind gegeben. Laufende Unterhaltung erforderlich.
1,5 – 1,9	Guter Zustand: Die Standsicherheit und Verkehrssicherheit des Bauwerks sind gegeben. Die Dauerhaftigkeit mindestens einer Bauteilgruppe kann beeinträchtigt sein. Die Dauerhaftigkeit des Bauwerks kann langfristig geringfügig beeinträchtigt werden. Laufende Unterhaltung erforderlich.
2,0 – 2,4	Befriedigender Zustand: Die Standsicherheit und Verkehrssicherheit des Bauwerks sind gegeben. Die Standsicherheit und/oder Dauerhaftigkeit mindestens einer Bauteilgruppe können beeinträchtigt sein. Die Dauerhaftigkeit des Bauwerks kann langfristig beeinträchtigt werden. Eine Schadensausbreitung oder Folgeschädigung des Bauwerks, die langfristig zu erheblichen Standsicherheits- und/oder Verkehrssicherheitsbeeinträchtigungen oder erhöhtem Verschleiß führt, ist möglich. Laufende Unterhaltung erforderlich. Mittelfristig Instandsetzung erforderlich. Maßnahmen zur Schadensbeseitigung oder Warnhinweise zur Aufrechterhaltung der Verkehrssicherheit können kurzfristig erforderlich werden.
2,5 – 2,9	Ausreichender Zustand: Die Standsicherheit des Bauwerks ist gegeben. Die Verkehrssicherheit des Bauwerks kann beeinträchtigt sein. Die Standsicherheit und/oder Dauerhaftigkeit mindestens einer Bauteilgruppe kann beeinträchtigt sein. Die Dauerhaftigkeit des Bauwerks kann beeinträchtigt sein. Eine Schadensausbreitung oder Folgeschädigung des Bauwerks, die mittelfristig zu erheblichen Standsicherheits- und/oder Verkehrsbeeinträchtigungen oder erhöhtem Verschleiß führt, ist dann zu erwarten. Laufende Unterhaltung erforderlich. Kurzfristig Instandsetzung erforderlich. Maßnahmen zur Schadensbeseitigung oder Warnhinweise zur Aufrechterhaltung der Verkehrssicherheit können kurzfristig erforderlich sein.
3,0 – 3,4	Nicht ausreichender Zustand: Die Standsicherheit und/oder Verkehrssicherheit des Bauwerks sind beeinträchtigt. Die Dauerhaftigkeit des Bauwerks kann nicht mehr gegeben sein. Eine Schadensausbreitung oder Folgeschädigung kann kurzfristig dazu führen, dass die Standsicherheit und/oder Verkehrssicherheit nicht mehr gegeben sind. Laufende Unterhaltung erforderlich. Umgehende Instandsetzung erforderlich. Maßnahmen zur Schadensbeseitigung oder Warnhinweise zur Aufrechterhaltung der Verkehrssicherheit oder Nutzungseinschränkungen sind umgehend erforderlich.
3,5 – 4,0	Ungenügender Zustand: Die Standsicherheit und/oder Verkehrssicherheit des Bauwerks sind erheblich beeinträchtigt oder nicht mehr gegeben. Die Dauerhaftigkeit des Bauwerks kann nicht mehr gegeben sein. Eine Schadensausbreitung oder Folgeschädigung kann kurzfristig dazu führen, dass die Standsicherheit und/oder Verkehrssicherheit nicht mehr gegeben sind oder dass sich ein irreparabler Bauwerksverfall einstellt. Laufende Unterhaltung erforderlich. Umgehende Instandsetzung bzw. Erneuerung erforderlich. Maßnahmen zur Schadensbeseitigung oder Warnhinweise zur Aufrechterhaltung der Verkehrssicherheit oder Nutzungseinschränkungen sind sofort erforderlich.

Exemplarisch werden in [2] ebenso einige Schadensbilder beschrieben und die Bewertungen bzw. die Benotung an Beispielen dargestellt (siehe Bild 5).





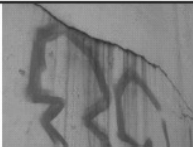
Beschreibung des Schadensbildes	Beispielbild	S	V	D	Note
fehlende Ankerbolzenkappe/Korrosionsgefahr	 © ENERTRAG	0	0	2	2,0
Risse in der Vergussfuge/Gefahr Wassereintritt	 © ENERTRAG	0	0	2	2,0
Abriss der Fugenabdichtung zwischen Fundamenteinbauteil (FET) und Betonoberfläche, Wassereintritt im Lasteinleitungsbereich	 © KTW Umweltschutztechnik GmbH  © S.2 Timo Poetschke Münster	1	0	3	2,7
wasserführende Risse mit Rostaustrag am Betonturm durch Bewehrungskorrosion	 © KTW Umweltschutztechnik GmbH	2	0	3	2,8

Bild 5: Beispielhafte Schadensbewertungen

Damit können sowohl der Gutachter sowie der Betreiber erkennen, in welchem Zustand sich seine Anlage befindet und unter welchen Bedingungen ein Weiterbetrieb möglich ist.

#### **4. Zusammenfassung und Ausblick**

Dynamische Schwingungsmessungen sind nicht nur für die Ermittlung der Ursachen für Schäden an WEA-Fundamenten unerlässlich, sondern bestimmen im Wesentlichen die Kosten und den Umfang für eine ggf. notwendige Instandsetzung.

Hierzu werden konkrete Kostenrelationen genannt.

Mit dem Trend zu höheren Leistungen und Nabenhöhen rücken nunmehr auch die Tragwerke bzw. die Hybriddtürme mit in den Focus der Betrachtungen und den Inspektionen. Der Arbeitskreis Gründungen und Tragstrukturen der FGW hat seine Technische Richtlinie TR7 derzeit in Ergänzung dieser Themen in der Überarbeitung.

#### **Literaturhinweise:**

- [1] *Umgang mit Schäden an Fundamenten von Windenergieanlagen-Onshore*  
*BWE Bundesverband Windenergie*
  
- [2] *Technische Richtlinie für Erzeugungseinheiten*  
*Teil 7: Betrieb und Instandhaltung von Kraftwerken für Erneuerbare Energien*  
*Rubrik B3*  
*Fachspezifische Anwendungserläuterung zur Überwachung und Überprüfung von*  
*Gründung und Tragstrukturen bei Windanlagen*  
*FGW e.V. Fördergesellschaft Windenergie und andere Erneuerbare Energien*
  
- [3] *Dynamische Bewegungsmessungen an WEA-Fundamenten unter Erfassung der*  
*Windgeschwindigkeiten bei vergleichbarem Notstopp*  
*IAB-Institut für Angewandte Bauforschung Weimar gGmbH*



# Optimization of Gear Configuration for the WTG Dynamic Vibration Responses

**Dharmaraju Nalliboyana**, Dipl.-Ing. **Janne-Pekka Yrjönen**,

Vestas Nacelles Deutschland;

Dr. -Ing. **Martin Klönne**, Vestas Wind Systems A/S, Denmark

## Abstract

A planetary gear configuration can be designed and optimized from several points of view. It is also known that the selected gear optimization strategy has an influence on the dynamic vibration response of the Wind Turbine Generator (WTG). The planetary mesh vibration can be amplified when the mesh frequencies match with the Eigen frequencies of the WTG. Due to high modal densities of the WTG's this is normally unavoidable. In such situations, the gear meshes and gear configuration needs to be optimized from the system perspective. This is of particular relevance for variable speed WTGs and especially for WTG architectures with direct vibration transfer paths to the WTG structure.

In this study gear mesh frequencies and gear configuration are optimized to have low dynamic vibration response on the WTG system. The optimization study includes spur- and helical gears placed into factorized and non-factorized mesh configurations. Configurations are then evaluated numerically by using speed run-ups in a multibody simulation model (MBS). The dynamic vibration responses are then analyzed from fixed WTG points in the MBS-model and the most favorable mesh configuration is selected from the full WTG perspective.

## 1 Introduction and Problem Definition

In recent years, the collaboration between WTG manufacturers and WTG gearbox OEM's has grown in depth with respect of dynamic simulations. This integration has led to a deeper collaboration when selecting and configuring the gearbox, especially with respect to optimizing gear tooth micro geometry. In many cases, however, the initial concept selection of the gearbox is based on analysis of the dynamic excitation of the gearbox alone. This approach excludes the interactions and dynamic responses of the gearbox in the full powertrain and the complete WTG.

This paper discusses how deeper collaboration can be achieved already during concept selection phase and shows an exemplary case study of the benefits that can be achieved through the integrated development process. Furthermore, this paper discusses the WTG gearbox factors that influence the dynamic behavior of the powertrain as a whole, not just as an individual component.



Fig.1: Wind Turbine Generator (source: [www.vestas.com](http://www.vestas.com))

## 2 The Development Process

In order to understand why an early analysis if the WTG environment is crucial when developing new gearboxes the two parallel processes and their linkage need to be understood on a basic level. The two processes are gearbox and WTG –development tracks. The selection of gear macro geometry is often one of the first decisions made by the gearbox OEM. Thus it is also the decisive decision with respect of frequencies that will later become to excite the surrounding WTG structure. Furthermore, the OEM's decision will define the type of excitation that the WTG is expected to receive. Often times, this initial selection is done based on the gearbox OEM experience, preference and history with limited focus on the WTG system behavior.

This paper focuses on a concurrent design approach where the gearbox macro geometry selection, not only micro geometry is developed by using WTG simulation models. This means that multiple conceptual solutions are analyzed in the MBS-environment and the most favorable for the overall dynamic vibration response is selected. Figure 2 depicts the basic gear design approach to optimize the gear concepts under gearbox environment. The optimized gear concept may produce low or higher dynamic response on major structural components under WTG environment even though it could produce low dynamic response under gearbox (GBX) environment. Figure 3 shows a concurrent design approach where the optimization of the gear concept is done under the WTG environment. In this design approach, gear macro geometry and micro geometry are optimized to avoid major structural resonances, have low dynamic response (vibrations) and eventually leading to a lower noise emission.

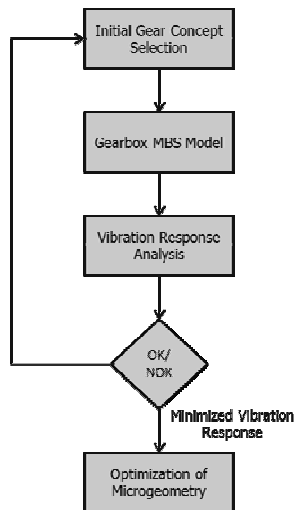


Fig. 2: Optimization of Gears concept under gearbox environment

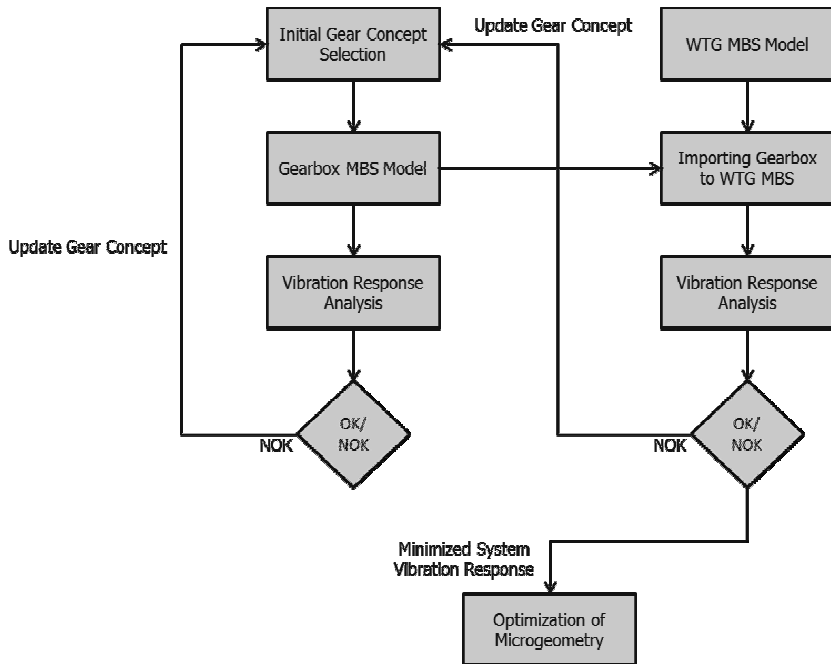


Fig. 3: Optimization of gear concept under WTG environment

The essence of Figure 3 is to simultaneously develop both the WTG MBS environment and the gearbox MBS model using them actively to adjust the design decisions made for example in structural design. Figure 2 process leads inevitably to component sub-optimization on both WTG and gearbox levels as they are not considered as an interacting system. In case of unwanted dynamic behavior observed later on the prototype this normally means a large iteration and redesign of either the gearbox or the WTG.

### 3 System Environment

The simulated system used for the case study is of so called semi-integrated design consisting of WTG rotor, main shaft, and two main bearings. For the simulations a simplified environment is used where the tower and blades are not included. The gearbox is having two epicyclic speed increasing stages. Table 1. Shows the different variants which are used

for the simulation study and optimize the gear configuration to have minimal dynamic vibration response of the WTG under different operating conditions.

Table 1: Gear configurations for the MBS simulations

Variant	Input stage		Output stage	
	Gear type	Mesh type	Gear type	Mesh type
Variant 1	Helical	Non-factorized mesh	Spur	Non-factorized mesh
Variant 2	Helical	Non-factorized mesh	Helical	Non-factorized mesh
Variant 3	Helical	Factorized mesh	Spur	Factorized mesh
Variant 4	Helical	Factorized mesh	Helical	Factorized mesh

There are numerous factors that influence design strategy to minimize the vibration and noise behavior of the planetary gear system that include tooth-shape modifications, gear geometry adjustments (pitch, contact ratio, etc.), reduction of manufacturing tolerances and use of planetary gear set type. Planetary gear sets can in general be divided into many categories; here considered are sequentially phased or non-factorized and symmetric known as factorized although variations of the two also exist. To simplify, with factorized mesh all the planet wheel contacts are in phase whereas in non-factorized mesh there is a phase shift between each planet contact.

Furthermore, in general factorized mesh exhibit lower dynamic forces and numerous studies have been performed Blankenship et al. [1] studied the use of planet phasing in the context of helical planetary system and Parker et al [2, 3] examined analytical basis for planet phasing for cancellation or neutralization of the gear mesh excitation in spur planetary system, Parker et al [2] also showed how to predicate the excitation mechanism for the different harmonic mesh frequencies and non-factorized designs are known to exhibit lower vibration excitations in torsional direction. It should be noted though that with translational and axial directions the excitation might be increased. Planetary gear sets are also exhibit modulation sidebands extensive studies carried on this unique behavior Murat [4]. Also amplitude modulation should be kept in mind when working with non-factorized designs. This has for example been studied by Luo et al. [5] with wind turbine gearboxes.

#### 4 Simulations and Results

Multibody simulation models of the Wind Turbine Generator were created in SIMPACK software in which all the major components are modelled as flexible using the Craig-Bampton condensation technique as a super elements (Main foundation, Main Bearing housing, Main Shaft, Gearbox housing, Planet carrier, Generator rotor and Generator housing) and bearings are modeled using linear spring elements. The gears are modeled using the gear force elements of SIMPACK. For the optimization of gear selection gear type and gear mesh type is varied, while all other structural components remain the same.

Run-up simulations were carried out in WTG environment in order to evaluate the vibration response of all the major structural components. First the gear types (spur vs. helical) are compared against each other in terms of the simulated maximum vibration amplitude.

Second comparison is for done by changing the gear mesh type (non-factorized vs. factorized). Lastly, the combinations of all above are compared.

Figure 4 shows the comparison of maximum vibration velocities between variant 1 and variant 2. The x-axis indicates the mesh type, y-axis indicates the maximum vibration velocity and color indicates the maximum vibration responses for different Eigen modes. Reader should note that the maximum velocity can be any given sensor node in the simulation model and it is not a fixed location between variants. In other words it is only the maximum value found from any of the sensor nodes. For the different analyzed Eigen modes (represented by the different colors in the figures) we can clearly see that variant 1, in general, exhibits higher vibration levels compared to variant 2 under the same boundary conditions and the same WTG environment. Furthermore, in general, one could draw the conclusion that variant 2 would have more desirable dynamic performance properties for the selected WTG environment.

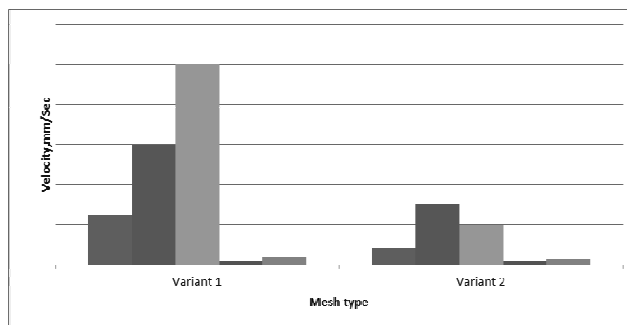


Fig. 4: Comparison of variants 1 and 2

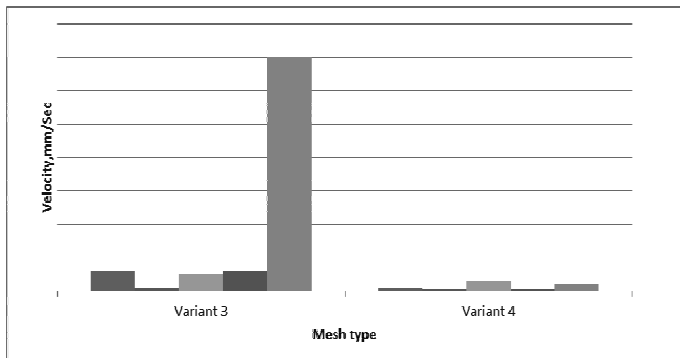


Fig. 5: Comparison of variants 3 and 4

Figure 6 compares all the simulated variants in a fixed y-axis scale. In general it can be stated that in the WTG simulation environment the factorized mesh types seem to exhibit more desirable performance when compared to the non-factorizing mesh types regardless of whether the gears are spur or helical. This is again when looking at translational and axial vibration excitations.

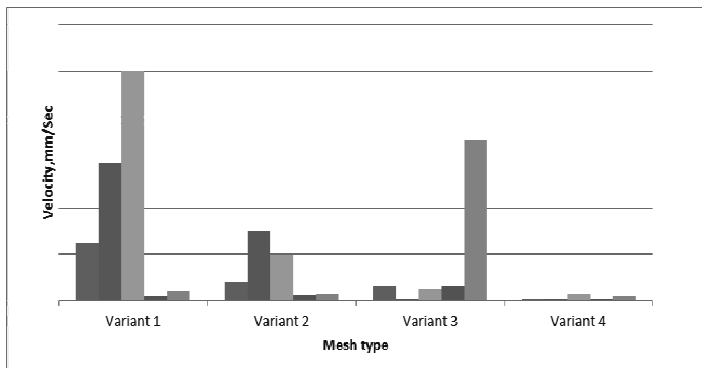


Fig. 6: Comparison of all 4 variants

From the above plots we can see that for a selected WTG environment variant 4 (helical gear type with factorial mesh) has the low force excitations and produce low dynamic response (vibrations) at all the analyzed Eigen modes.

In order to determine that no torsional Eigen modes are excited an analysis of the simulated torque signals was conducted. Where again, the color indicates the mode and y-axis the torque amplification. Figure 6 compares the spur and helical planetary gears showing clearly that the helical gears have more desired performance.

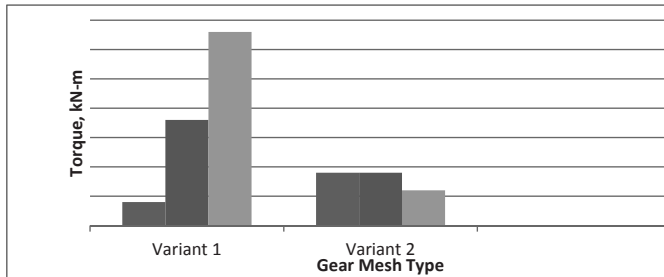


Fig. 7: Comparison Variant 1 and 2 (torque amplifications)

Figure 8 compares the torque amplification between variants 3 and 4 giving us similar results as the when with the translational vibrations in Figure 5.

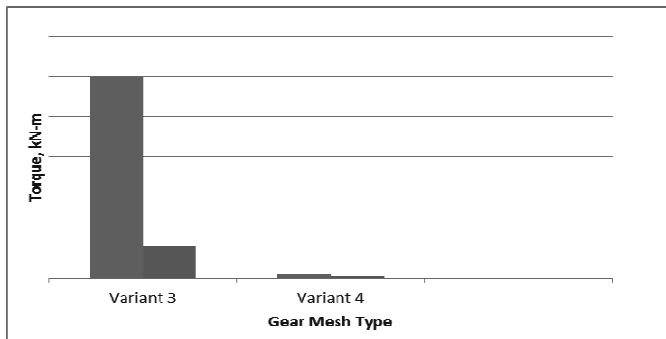


Fig. 8: Comparison Variant 3 and 4 (Torque amplifications)

When we put all the variants together in the same y-axis picking the maximum torque amplification observed we see that when using helical gears the difference in the torsional behavior is not as significant as might be expected purely from literature. The behavior and difference though becomes very clear if spur gears are used. The overview of all 4 variants is depicted in Figure 9.

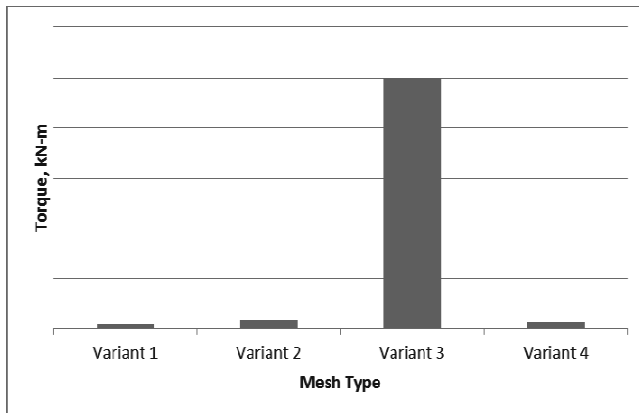


Fig. 9: Comparison all 4 variants (torque amplifications)

In order to better understand the results, also the total contact stiffness variance was plotted out and the results are shown for one planetary stage between sun and planet to avoid the redundant Figures, similar behavior observed for other planetary stage and between ring and planet gear. This variation plots helps us better understand the resulting excitation forces. Figure 10 and 11 shows the variation of total normal and rotational contact stiffness for non-factorized mesh which shows that the planet are not in phase, thereby mesh frequency harmonic forces are not in self equilibrium gives higher dynamic excitation and Figure 12 and 13 shows the total normal and rotational contact stiffness for the factorized mesh which shows that the planets are in phase in contact so mesh frequency harmonic force are in self equilibrium and reduces the net dynamic forces on the sun, ring and carrier, thereby gives low dynamic excitation in radial direction and higher torsional which can be observed from Figure 4 to 9 and also explained in literature [1, 2, 3].

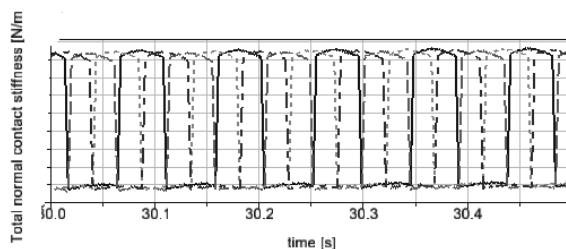


Fig. 10: Non- factorized mesh total normal contact stiffness



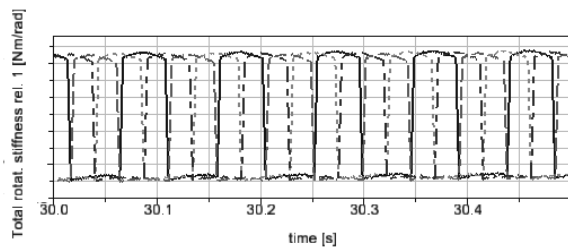


Fig. 11: Non- factorized mesh total rotational contact stiffness

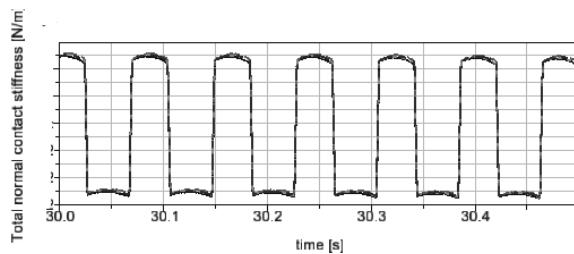


Fig. 12: Factorized mesh total normal contact stiffness

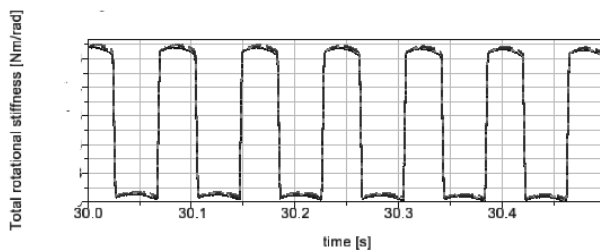


Fig. 13: Factorized mesh total rotational contact stiffness

## 5 Conclusions

Multibody simulations are carried for the different configurations of the gear concepts and vibration responses of the major components are evaluated and compared in a fixed WTG environment. Results shows that some of the gear configurations have higher vibration

dynamic response compared to others so in order to minimize the vibration response on major structural components and to minimize the WTG noise the gear configurations shall be optimized in system environment (WTG). The selection or optimization of gear type and gear mesh type shall be studied in a system environment (WTG) to understand the effect of gear type and gear mesh type on the dynamic vibration response of the WTG. Some system configuration are more sensitive to torsional vibration behavior and other system sensitive to bending modes so advantages of factorized vs non factorized mesh shall be selected based on system configuration.

## 6 Literature

- [1] A. Kahraman and G. W. Blankenship, Planet mesh phasing in epicyclic gear sets; Proceedings of International Gearing conference Newcastle, 1994,99-104.
- [2] Robert G. Parker; A Physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibrations; Journal of Sound and Vibrations 236(4),561-573
- [3] Y.Guo and J.Keller and R. Parker; Dynamic analysis of wind turbine planetary gears using extended harmonic balance approach; International conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium 2012
- [4] Murat Inalpolat; A theoretical and experimental investigations of modulation sidebands of planetary gear sets; Phd Thesis, The Ohio State University 2009
- [5] Huageng Luo, Charles Hatch, Jesse Hanna, Matt Kalb, Adam Weiss, John Winterton, Murat Inalpolat and Chistopher Dannehy; Amplitude modulations in planetary gears; Wiley Online Library, Published 27 September 2012

## Copyright Notice

This document is created by Vestas Wind Systems A/S and contains copyrighted material, trademarks, and other proprietary information. All rights reserved. No part of the documents may be reproduced or copied in any form or by any means - such as graphic, electronic, or mechanical, including photocopying, taping, or information storage and retrieval systems without the prior written permission of Vestas Wind Systems A/S. All specifications are for information only and are subject to change without notice. The use of this document by you, or anyone else authorized by you, is prohibited unless specifically permitted by Vestas Wind Systems A/S. You may not alter or remove any trademark, copyright or other notice from the documents. The document is provided "as is" and Vestas Wind Systems A/S shall not have any responsibility or liability whatsoever for the results of use of the documents by you.

# Reduktion der Anregung in Getrieben von Windenergieanlagen durch eine toleranzfeldbasierte Mikrogeometrieauslegung

Prof. Dr.-Ing. **Christian Brecher**,  
Dr.-Ing. Dipl. Wirt.-Ing. **Christoph Löpenhaus**, Dipl.-Ing. **Daniel Piel**,  
**Marius Schroers**, M.Sc.,  
Werkzeugmaschinenlabor der RWTH Aachen, Aachen

## Kurzfassung

Dieser Bericht beinhaltet die Vorgehensweise zur Auslegung von Zahnflankenmodifikationen für ein Forschungswindkraftgetriebe. Im Rahmen des vom BMWi geförderten Vorhabens FVA Gondel (FKZ 0325799) wird eine Forschungswindenergieanlage aufgebaut und auf dem 4 MW Systemprüfstand des CWD der RWTH Aachen getestet. Zu diesem Zweck wird eine Windenergieanlage mit modifizierten Komponenten und Messtechnik ausgestattet. Die Auslegung der Mikrogeometrie erfolgt mittels der FE-basierten Zahnkontaktanalyse STIRAK. Es wird beschrieben, wie die Auslegung und Auswahl von Zahnflankenkorrekturen mit Hilfe von STIRAK und einer nachgeschalteten automatisierten Routine zur toleranzfeldbasierten Auslegung durchgeführt wird. Die Ergebnisse werden im Anschluss diskutiert.

## 1. Einleitung und Motivation

Die Windenergie stellt einen wichtigen Pfeiler in der Energieversorgung dar. Umso wichtiger ist es, dass Windenergieanlagen eine hohe Zuverlässigkeit aufweisen. Dies bedeutet zum einen, dass die Ausfallzeiten aufgrund von Schäden oder Fehlermeldungen gering gehalten und zum anderen, dass die Stillstandszeiten durch Wartung und Inspektion der Windenergieanlagen sinnvoll geplant und durchgeführt werden. Den Entwicklern stehen die Anforderungen nach einer Betriebsdauer von 20 Jahren und einer ökonomisch gut geplanten Anlage entgegen. Dies bedeutet, die Anlagen, insbesondere Maschinenelemente wie Wälzlager und Getriebe, dürfen nicht maßlos überdimensioniert sein, können aber auch nicht an der Leistungsgrenze ausgelegt werden. Aufgrund von Restriktionen bei den Bauteildimensionen und der Belastungen, derer eine Windenergieanlagen ausgesetzt ist, können die Leistungsgrenzen der Bauteile nur schwer festgelegt werden. Ferner werden durch die Zertifizierungskriterien eine Reihe von Sicherheitsfaktoren festgelegt. Um zukünftig die Entwicklung von bei-

spielsweise Getriebekomponenten deutlich zu verbessern, ist an der RWTH Aachen ein Projekt initiiert worden, welches sich mit den Belastungen in Windenergieanlagen detailliert befasst. Hierzu wird eine marktgängige 2,75 MW Windenergieanlage auf einen 4 MW Systemprüfstand integriert. Diese Windenergieanlage ist derart modifiziert, dass ein neues Getriebe, ein neuer Generator, ein offener Anlagencontroller sowie eine Vielzahl von Messsensorik in der Anlage appliziert werden. Mit Hilfe der hydraulischen Lasteinheit werden Windfelder bzw. Rotorlasten auf die Rotornabe des Prüflings aufgeprägt und das Gesamtsystemverhalten bis hin zu lokalen Kontakten untersucht. Die Ergebnisse sollen entsprechend genutzt werden, um das Gesamtanlagenverhalten über die Grenzen der einzelnen Komponenten hinweg zu beschreiben, aber auch, um die Messergebnisse mit den derzeitigen Möglichkeiten von Simulationsmodellen und –methoden zu vergleichen. Letztlich sollen die wissenschaftlichen Erkenntnisse dazu genutzt werden, um die Methoden so zu erweitern, dass die Berechnung und Auslegung von Antriebsstrangkomponenten für Windenergieanlagen optimiert wird, um dann eine zuverlässigere, ökonomischere und effizientere Auslegung des Gesamtsystems zu gewährleisten.

Im Zuge dieses Berichts wird der Auslegungsprozess des Getriebes für die Forschungswindenergieanlage mit Hilfe der FE-basierten Zahnkontaktanalyse erläutert. Der Fokus liegt dabei auf der Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems sowie auf der toleranzfeldbasier-ten Auslegung der Mikrogeometrie.

## 2. Vorstellung des Projekts

Dieser Beitrag ist im Rahmen eines durch das BMWi geförderten Projekts mit dem Titel „Belastungen an den Antriebskomponenten von Windenergieanlagen (Kennwort: FVA Gondel)“ (FKZ 0325799) entstanden. Das wesentliche Ziel des Vorhabens ist die Weiterentwicklung der Aussagekraft heutiger Simulationsmodelle durch die erstmalige, umfassende Validierung an einer Windenergieanlage. Dies soll langfristig die systematische Optimierung der Funktion und Zuverlässigkeit des elektromechanischen Antriebsstrangs von Windenergieanlagen ermöglichen. Die Projektpartner sind in **Bild 1** dargestellt. Die Forschungsstelle wird durch das Center for Wind Power Drives an der RWTH Aachen (CWD) repräsentiert. Dieses Center setzt sich aus sieben Instituten innerhalb der RWTH Aachen zusammen. Es vereint die mechanischen, elektrischen sowie aerodynamischen und regelungstechnischen Disziplinen und ermöglicht eine ganzheitliche Forschung an Windenergieanlagen. Als weitere Projektpartner sind die Firma Siemens AG und die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) in dem Vorhaben involviert. Die Firma Siemens AG unterstützt in den Bereichen Automatisierung, Generatoren, Umrichter sowie Getriebe. Die Mitglieder der FVA bilden nahezu die ge-

samte Wertschöpfungskette einer WEA ab, so dass durch deren Mitwirkung am Projekt ein breiter Wissenstransfer im Rahmen der industriellen Gemeinschaftsforschung gewährleistet wird. Die FVA hilft bei dem Wissenstransfer in die Wirtschaft durch Einbindung des Projekts in die entsprechenden Arbeitskreise. Im Umkehrschluss ist den Unternehmen der FVA die Möglichkeit gegeben, über die Arbeitskreise am Vorhaben teilzunehmen und mitzuwirken. Ferner stellt die FVA mit der FVA WORKBENCH die Simulationsmethoden zur Verfügung, die zur Auslegung des elektromechanischen Antriebsstrangs verwendet werden. Weitere Unternehmen, die sich im Projekt beteiligen sind im unteren Teil von Bild 1 aufgelistet. Besonders bei der Bereitstellung der Getriebekomponenten wirken die Firmen Schaeffler Technologies, Eickhoff, Renk und ZF Wind Power mit.

Zur Erreichung des Forschungsziels wird eine Windenergieanlage mit neuen Komponenten und Messtechnik ausgestattet. Diese Anlage wird dann auf dem 4 MW Systemprüfstand des CWD der RWTH Aachen appliziert. Dieser Prüfstand zeichnet sich durch die Fähigkeit aus, die realen Belastungen einer Windenergieanlage im Feld nachzubilden. Auf der Rotorseite kommt ein Direktantrieb mit 4 MW Antriebsleistung zum Einsatz. Dahinter geschaltet ist eine hydraulische Lasteinheit, die dynamische Windlasten in den fünf Freiheitsgraden aufprägen kann.

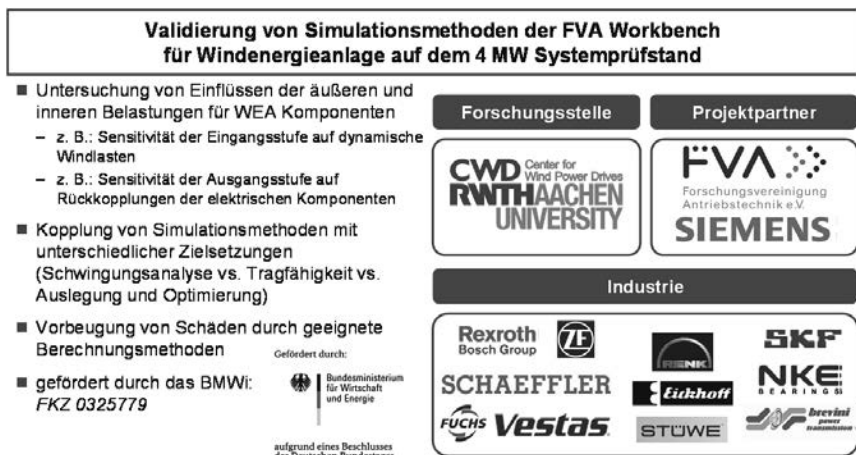


Bild 1: Vorstellung des Projekts

Angesteuert wird diese Lasteinheit durch ein aerodynamisches Rotormodell. Nach der Lasteinheit folgt der Prüfling. Dieser wird über den Rotorflansch an den Prüfstand angebunden. Über einen kurzen Ersatzturm wird das Maschinenhaus mit dem flexiblen Spannungsfeld verbun-

den. Auf der elektrischen Seite wird die Anlage über Umrichter mit einem hausinternen Netz verbunden. Dieses hausinterne Netz verfügt über eine Netzsimulation und erlaubt die Abbildung unterschiedlicher Netzbedingungen, die eine Windenergieanlage im Feld durchfahren muss. Dies umfasst die Möglichkeit von FRT Tests aber auch die Realisierung von beispielsweise amerikanischen Netzen mit 60 Hz. Der Anlagencontroller, in diesem Projekt handelt es sich um einen offenen generischen Controller, wird mit der Prüfstandssteuerung verbunden. Die Anlage arbeitet auf diese Weise ähnlich wie im Feld und bekommt lediglich Informationen über die virtuelle Windgeschwindigkeit und die virtuelle Windrichtung.

### 3. Zielsetzung

Zur Validierung von Simulationsmethoden und –modellen der FVA Workbench auf dem 4 MW Systemprüfstand ist es notwendig, detaillierte Informationen über die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs zu kennen. Insbesondere im Getriebe sind Informationen über die Verzahnungsmikrogeometrie von wesentlicher Bedeutung, wenn die Wechselwirkungen zwischen globalen Verformungen des Gesamtsystems und den lokalen Kontaktverhältnissen untersucht werden sollen. Zu diesem Zweck wird das Getriebe der Forschungsanlage nach heutigem Stand der Technik mit den aktuell verfügbaren Methoden der FVA WORKBENCH neu ausgelegt, gefertigt und in Betrieb genommen.

Ziel ist es, die Modifikationen für das Getriebe unter Berücksichtigung möglichst vieler Einflussfaktoren zu bestimmen, um für einen breiten Betriebsbereich die optimale Auslegung zu gewinnen. Dabei steht die Tragfähigkeit aber auch die dynamische Anregung im Vordergrund. Zu den Einflussfaktoren zählen die Verformungen aus Radkörpern und Verzahnungen, die Verkipfung der Räder zueinander aufgrund des Welle-Lager-Systems und die Berücksichtigung möglicher Fertigungsabweichungen in Form von Qualitätsvorgaben.

Ein weiteres Ziel ist es, im Vorfeld Messtechnik zu definieren, die zur Validierung der Getriebeauslegung notwendig ist. Ferner gilt es die Prüfzyklen zu definieren, um letztlich die Einflüsse aus Wind- und Netzlasten auf das Einsatzverhalten der Verzahnung zu untersuchen. Im Rahmen dieses Beitrags wird die Auslegung der Modifikationen für die Planetenstufe fokussiert. Die Auslegung der Stirnradstufen wurden in [2] bereits vorgestellt und diskutiert.

### 4. Verzahnungsauslegung eines Windkraftgetriebes

Der Auslegungsprozess von Leistungsgetrieben folgt in der Regel einem einfachen Prozess, wie er in [2] beschrieben ist. Zunächst werden die Anforderungen festgelegt, gefolgt von der Erstellung und Bewertung verschiedener Getriebekonzepte. Ist die Auswahl auf ein Getriebekonzept gefallen, erfolgt die Auslegung der Verzahnung sowie des Welle-Lager-Systems.

Im Anschluss werden die Verzahnungsmikrogeometrien ausgelegt, da der Einfluss des Welle-Lager-Systems bekannt ist und die Eingriffsbedingungen sowie das Einsatzverhalten der Verzahnung optimiert werden können. Für das hier auszulegende Getriebe sind verschiedene Randbedingungen vorgegeben. Die Auswahl des Getriebekonzepts und die Auslegung des Welle-Lager-Systems sind abgeschlossen. Achsabstände sowie die Übersetzung ergeben sich aus dem Gesamtkonzept der Windenergieanlage bzw. durch das Getriebegehäuse. Die Auslegung der Mikrogeometrie erfolgt auf Basis der Zahnkontaktanalyse. Diese eignet sich nicht nur zur Berechnung des Einsatzverhaltens gefertigter Verzahnungen unter Berücksichtigung der realen Zahnflankentopologie, sondern lässt sich bereits bei der Auslegung zielgerichtet einsetzen. Mit der Zahnkontaktanalyse lassen sich optimale Flankenmodifikationen unter Berücksichtigung der Toleranzen und Fertigungsabweichungen festlegen. Zum Einsatz kommt eine Variantenrechnung, die eine Optimierung der Verzahnungsgeometrie hinsichtlich einer geringen Sensitivität gegenüber fertigungsbedingten Abweichungen aufweist [3], [6], vgl. **Bild 2**. So können beispielsweise durch automatisierte Auswertungsverfahren gezielt kritische Lastbereiche unter Berücksichtigung von Tragfähigkeitskennwerten verbessert werden.

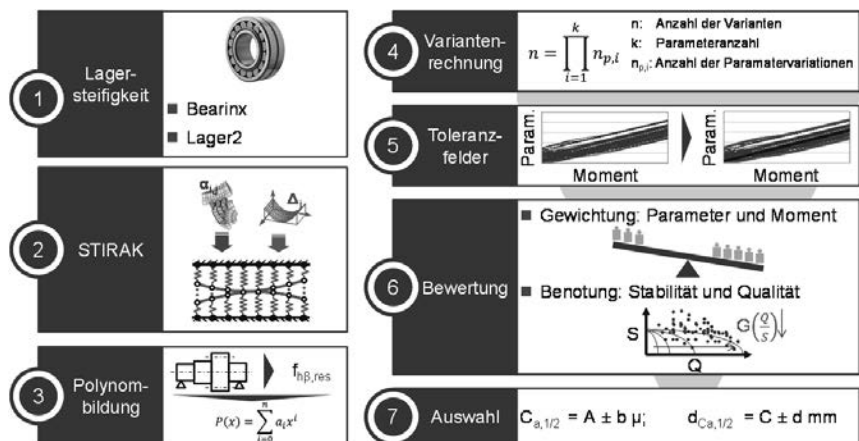


Bild 2: Toleranzfeldbasierte Auslegung der Verzahnungsmikrogeometrie

Die Auslegung der Verzahnungsmikrogeometrie erfolgt mit der am Werkzeugmaschinenlabor (WZL) entwickelten FE-basierten Zahnkontaktanalyse FE-Stirnradkette (STIRAK) [1], [3]. Auf Basis der Analyse von Eingriffsebenen mit STIRAK können die Beanspruchungen der Verzahnungen, das Anregungsverhalten sowie der Wirkungsgrad untersucht und optimiert wer-

den. Das Programmsystem bedient sich der analytischen Beschreibung der Eingriffsebene und bestimmt innerhalb der Ebene die Kontaktabstände. STIRAK nutzt einen FE-basierten Ansatz, um das Steifigkeitsverhalten von Verzahnungen abzubilden [1], [4]. Der Vorteil liegt in der Möglichkeit, das Steifigkeitsverhalten der Verzahnung und des Radkörpers in Abhängigkeit der exakten Geometrie abzubilden.

Die Vorgehensweise zur Auswahl der optimalen Mikrogeometrievariante ist in Bild 2 dargestellt. Mittels der Programme BEARINX der Firma Schaeffler Technologies AG oder Lager2 wird aus der FVA WORKBENCH, die lastabhängige Lagersteifigkeit (1) bestimmt. Einzelne Lastfälle werden in STIRAK mit den entsprechenden Lagersteifigkeiten berechnet (2). Einflüsse sowohl aus den Lagern als auch aus den Wellen werden berücksichtigt und Radkörper sowie Verzahnung im FE-Modell abgebildet. Für verschiedene Lastfälle liegen nach den ersten zwei Berechnungsschritten resultierende Flankenlinienwinkelabweichungen vor. Aus diesen Abweichungen lässt sich ein lastabhängiges Polynom bilden (3). Im Falle einer Flankenlinienwinkelabweichung reduziert sich das Polynom in der Regel auf eine lineare Funktion. Dieses Polynom ist notwendig, um in der Variantenrechnung die lastabhängige Verlagerung der Verzahnungen zu berücksichtigen. Es folgt der eigentliche Schritt der Optimierungsaufgabe. Die Variantenrechnung (4) errechnet unter Vorgabe von Zahnflankenmodifikationsparametern in festgelegten Grenzen und entsprechender Schrittweite die für die Auslegung relevanten Ausgaben, wie beispielsweise Drehfehler, Pressungen und Zahnfußspannungen. Ebenfalls werden alle Betriebsmomente variiert, die für die Optimierung herangezogen werden sollen.

Im Anschluss an die Variantenrechnung für jede Variante die Ergebnisse vor, aus denen die beste Variante ausgewählt werden muss. Dies kann visuell erfolgen, in dem in einem Höhendidiagramm ausgewählte Parameter aufgetragen werden und manuell das Minimum bestimmt wird. Ab einer bestimmten Anzahl Parameter wird dies aufwendig und fehlerbehaftet. Zu diesem Zweck wird eine Bewertung mit Hilfe eines automatisierten Prozesses durchgeführt. Diese Bewertung berücksichtigt sowohl eine Gewichtung von Ergebnissen und Drehmomenten, als auch eine Notenvergabe für bestimmte Ergebniswerte. Zusätzlich wird eine Stabilitätsbetrachtung durchgeführt. Dies bedeutet, dass für eine gefundene Nennauslegung, die Grenzen eines im Vorfeld definierten Toleranzfeldes, z.B. nach DIN 3962 [7], betrachtet werden. So kann überprüft werden, wie Sensitiv eine Nennauslegung auf mögliche fertigungsbedingte Abweichungen reagiert und wie sich beispielsweise die Pressungen am Rande eines Toleranzfeldes verhalten. Die Ergebnisse werden miteinander verrechnet und die beste Gesamtnote einer im Bewertungsprozess gefundenen Nennauslegung legt die Zahnflankenmodifikationen fest.



Im konkreten Beispiel wird die Planetenradstufe des Forschungswindkraftgetriebes untersucht und Zahnflankenmodifikationen ausgelegt. Bei dem Getriebe handelt es sich um ein 2,75 MW Getriebe mit einer Planeten- und zwei Stirnradstufen. Die Gesamtübersetzung beträgt  $i = 62,775$ . Betrachtet werden für die Auslegung sechs Drehmomentstufen bzw. Lastfälle. Beginnend von 25% bis 150% des Nennmoments werden die Lastfälle mit einer Schrittweite von 25% des Nennmoments variiert. Die Planetenstufe wird in STIRAK unabhängig von den Stirnradstufen modelliert. Das Modell der Planetenstufe umfasst das Sonnenrad, ein Planetenrad sowie das Hohlrad. Aus Symmetriegründen wird auf die zwei übrigen Planetenräder verzichtet, jedoch werden für die Verformung des Sonnenrads Ersatzkräfte für die fehlenden Planetenräder angenommen. Die Welle des Sonnenrads wird über das interne Welle-Lager-Modul von STIRAK berücksichtigt. Das Hohlrad wird über die FE-Modellierung abgebildet und im Raum fixiert. Die Verformungen des Planetenträgers respektive die Einflüsse auf die Zahneingriffe müssen aus einem externen FE-Analyse Programm vorgegeben werden. Zu diesem Zweck wird der Planetenträger in einem FE-Analyse Programm abgebildet und für die zu betrachteten Drehmomente analysiert, vgl. **Bild 3**. Die Bolzen, der Träger und ein Abschnitt der Rotorwelle werden unabhängig modelliert und vernetzt. Die Bolzen werden gemäß der Konstruktion mit einer Pressverbindung im Planetenträger berücksichtigt. Die daraus resultierende Kontaktstelle wird beim Lösen des Modells ausgewertet. Die Rotorwelle ist am freien Ende vollständig im Raum gefesselt und die Verbindung zwischen Rotorwelle und Planetenträger ist geklebt. Auf die Lagerstellen des gesamten Planetenträgers wird an dieser Stelle verzichtet, da hier angenommen wird, dass die Lastverteilung gleichmäßig ist.

#### Materialparameter

- Planetenträger GJS 700
  - E-Modul  $E = 176\,000\text{ N/mm}^2$
  - Querkontraktionszahl  $\nu = 0,28$
- Bolzen C60
  - E-Modul  $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$
  - Querkontraktionszahl  $\nu = 0,3$

#### Fesselungsbedingungen

- Rotorwelle + Träger
  - Tie
- Bolzen + Träger
  - Automatic Shrink-Fit
  - $30\text{ }\mu\text{m}$  Übermaß (Mitte Toleranzfeld)
- Rotorwelle
  - Freies Ende vollst. gefesselt

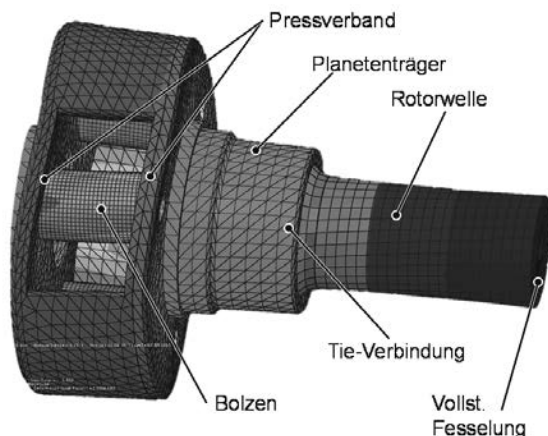


Bild 3: Abbildung des Planetenträgers und Analyse der Verformung

Die aufgeprägten Lasten umfassen an jedem Bolzen die resultierenden Tangentiallasten der Zahneingriffe sowie die Biegemomente, die aus den Axialkräften am Planetenrad resultieren. Die Belastung durch die Tangentialkräfte und durch die Biegemomente werden getrennt voneinander aufgeprägt. Aus den reinen Tangentialkräften werden jeweils im Bolzenzentrum der beiden Stegwangen die Verformungen zur Senksteifigkeit berechnet. Aus den reinen Biegemomenten werden die resultierenden Kippsteifigkeiten abgeleitet.

Zusätzlich werden die Steifigkeiten der Planetenradlager im Programm BEARINX berechnet und in Form der Senk- und Kippsteifigkeiten vorgegeben.

Der nächste Schritt umfasst die Einbindung der vorgestellten Ergebnis in das Programm STIRAK. Da es zurzeit nicht möglich ist eine Lagerstelle unmittelbar unter dem Radkörper einer Verzahnung zu platzieren und immer eine Welle notwendig ist, muss ein Ersatzsystem gebildet werden, siehe **Bild 4**.

Dieses Ersatzsystem sieht eine kurze steife Welle mit einem Ersatzlager vor. Die Steifigkeit des Ersatzlagers setzt sich aus den Steifigkeiten des Planetenträgers sowie der Planetenradlager zusammen. Die Vorgehensweise zur Berechnung der Ersatzsteifigkeit ist in Bild 4 dargestellt. Über sechs Einzelrechnungen mit den entsprechenden Steifigkeiten des Systems kann der resultierende Flankenlinienwinkelfehler in den Zahneingriffsebenen zwischen Planetenrad-Hohlrad sowie Planetenrad-Sonnenrad berechnet werden.

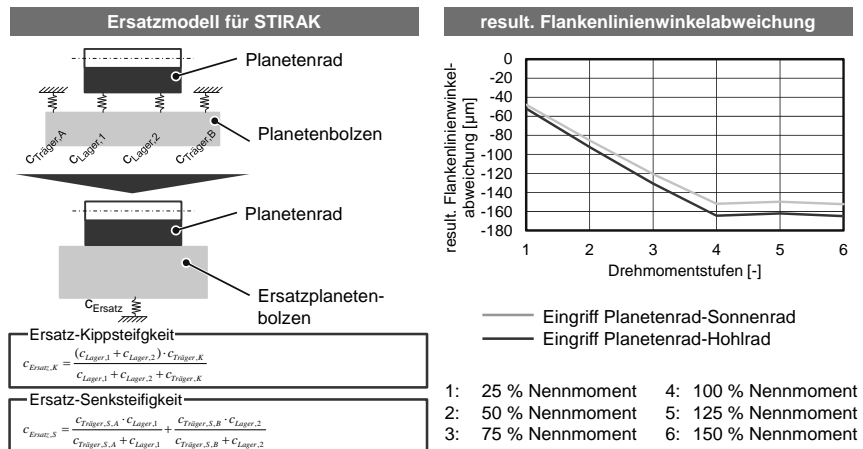


Bild 4: Ermittlung der lastbedingten Verlagerung des Planetenrades

Der resultierende Flankenlinienwinkelfehler ist im rechten Teil von Bild 4 abgebildet. Von 25% bis 100% Nennmoment steigt der resultierenden Flankenlinienwinkelfehler linear an. Ab

100% Nennmoment stellt sich ein konstanter Flankenlinienwinkelfehler bis zu einem Drehmoment von 150% Nennmoment ein. Die Analyse der Lagersteifigkeiten hat ergeben, dass die Kippsteifigkeit der Planetenradlager aufgrund eines möglichen Bordkontakts stark ansteigt. Dieser Effekt wirkt sich letztlich auf die Verkippung des Planetenrads aus.

Die resultierende Flankenlinienwinkelabweichung wird für die nun folgende Variantenrechnung über ein Polynom vorgegeben. Die Variantenrechnung wird für die Eingriffsebenen zwischen Planetenrad-Hohlrad und Planetenrad-Sonnenrad getrennt durchgeführt. Die Variation der Modifikationen für das Hohlrad beschränkt sich auf den Bereich der Fertigungstoleranzen nach DIN 3962 [7]. Abweichungen des Profillinienwinkels und des Flankenlinienwinkels werden bei der Variation in Betracht gezogen. Das Planetenrad wird mit einer symmetrischen Modifikation für beide Flanken ausgelegt. Dies schränkt den späteren Lösungsraum entsprechend ein. Für das Planetenrad werden Flanken- und Profillinienmodifikationen sowie Profil- und Breitenballigkeiten variiert. Zusätzlich wird der Betrag der Kopfrücknahme variiert. Die Länge der Kopfrücknahme entspricht der langen Ausführung und ist nach [5] berechnet. Das Sonnenrad hat ebenfalls eine lange Kopfrücknahme deren Betrag in der Variantenrechnung ermittelt wird. Außerdem werden im Bereich der Sonne die Endrücknahmenbeträge einbezogen sowie eine Variation der Profil- und Flankenlinienwinkel. Dies bedeutet für den Eingriff zwischen Planetenrad-Sonnenrad werden 37 065 600 Varianten und im Eingriff Planetenrad-Hohlrad 1 111 968 berechnet. Die Ergebnisse für den Eingriff mit der Sonne liegen auf einem üblichen PC nach 55 h vor.

Bei der Auslegung gilt es die Einschränkungen zu berücksichtigen. Jede mögliche Modifikationsvariante ist für jedes der sechs betrachteten Drehmomente berechnet worden. Zusätzlich werden im Bereich der Profil- und Flankenlinienwinkel die Toleranzen mit berechnet. Dies bedeutet am Beispiel des Eingriffs Planetenrad-Sonnenrad, das von den 37 065 600 Varianten, pro Drehmoment 6 177 600 Modifikationsvarianten berechnet wurden respektive 1 539 648 mögliche Nennauslegungen. Für den Eingriff Planetenrad-Hohlrad bleiben letztlich 14 256 Nennauslegungen übrig. Dies bedeutet unter der Annahme, dass das Planetenrad eine symmetrische Ausführung erhält, dass es pro Möglichkeit den Eingriff zwischen Planetenrad-Hohlrad zu optimieren, 108 Möglichkeiten gibt, das Sonnenrad zu modifizieren.

Zur Auswahl der der geeignetsten Variante müssen die Ergebnisse gewichtet und benotet werden. Zunächst werden die sechs betrachteten Drehmomentstufen gewichtet. Für das vorliegende Windkraftgetriebe wird die Annahme getroffen, dass das Nennmoment (Stufe 4) am häufigsten auftritt. Aber auch Überlast und Teillast sind Teil der Betriebsstrategie. Aus diesem Grund ist eine Normalverteilung für die Drehmomentgewichtung gewählt worden, vgl.

**Bild 5.** Als Bewertungsgrößen für die berechneten Varianten werden zum einen der Drehfeh-

ler zur akustischen und dynamischen Bewertung genutzt. Zur Beurteilung der Tragfähigkeit wird in diesem Fall die Pressung im Zahnkontakt gewählt.

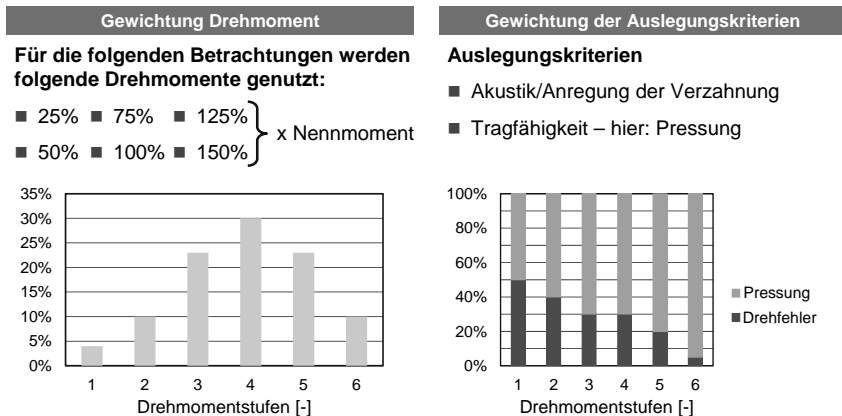


Bild 5: Gewichtungskriterien für die toleranzfeldbasierte Auslegung

Für jedes Drehmoment wird eine Gewichtung der beiden Bewertungsgrößen vorgenommen. Im Teillastbereich liegen Werkstoffreserven vor, d.h. dort wird ein höherer Stellenwert auf den Drehfehler respektive das akustische und dynamische Verhalten gelegt. Im Bereich der Nennbelastung und im Überlastbereich tritt die Tragfähigkeit in den Vordergrund, dort wird die Gewichtung auf die Pressung gelegt. Insgesamt muss an dieser Stelle festgehalten werden, dass es sich um die langsamlaufende Planetenstufe handelt. Letztendlich liegt hier ein geringes Gewicht auf dem Drehfehler. Für die schnelllaufende Stirnradstufe ist der Drehfehler höher gewichtet worden, da dort die Anregung und die akustische Wahrnehmung von höherer Bedeutung ist, siehe auch [2].

Nachdem die Gewichtungsfaktoren festgelegt sind, müssen die Ergebnisse quantifiziert werden. Hierzu kommt ein Schulnotensystem zum Einsatz. Im Bereich der Tragfähigkeit können Werkstoffkennwerte herangezogen werden. Eine Pressung schlechter als 1500 MPa erhält die Note 6. Eine Pressung 500 MPa erhält die Note 1, dazwischen findet eine lineare Verteilung statt. Für die Benotung des Drehfehlers können keine Kennwerte herangezogen werden, da der Drehfehler stark Systemabhängig ist respektive Abhängig von der Makrogeometrie einer Verzahnung. Aus diesem Grund wird bei der Auswertung der maximale Drehfehler mit der Note 6 gleichgesetzt und der beste Drehfehler mit der Note 1. Auch hier wird eine lineare Verteilung gewählt.

Die Kombination der Noten und der Gewichtungsfaktoren führt zu einer Gesamtnote jeder Nennauslegung. Zusätzlich wird für jede Nennauslegung das zugehörige Toleranzfeld betrachtet und entsprechend bewertet. Auf diese Weise kann jede Nennauslegung hinsichtlich ihrer Auslegungsgüte und ihrer Stabilität bewertet werden. In **Bild 6** ist dies für jede Eingriffsebene für die Nennauslegung aufgetragen. Zur besseren Darstellung sind die Auslegungsgüte und die Stabilität normiert worden. Das linke Diagramm zeigt die Nennauslegungen für den Eingriff Planetenrad-Sonnenrad und das rechte Diagramm die Nennauslegungen für den Eingriff Planetenrad-Hohlrad.

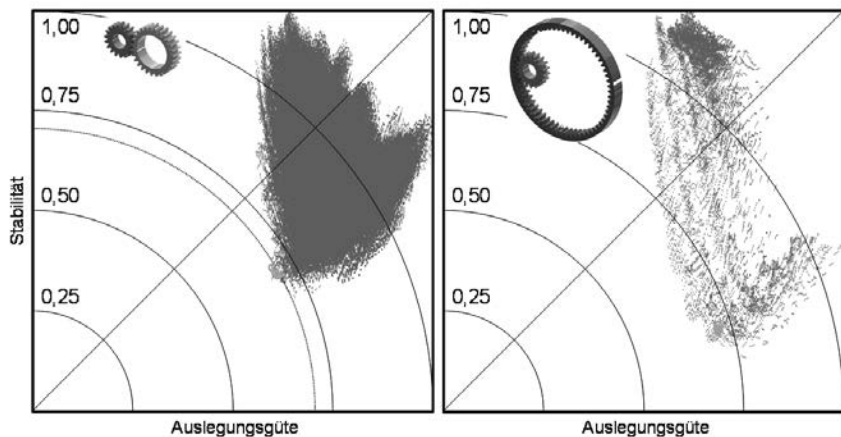


Bild 6: Übersicht der Varianten hinsichtlich Auslegungsgüte und Stabilität

Die Herausforderung ist die geeignete Wahl einer Variante. Für einen unabhängigen Zahn-eingriff, beispielsweise eine Stirnradstufe im Zugbetrieb, ist zu definieren, ob die Auslegung gut, stabil oder ausgewogen sein soll. Im Fall der Planetenstufe ist eine Nennauslegung zu finden, die in beiden Eingriffen möglichst stabil und robust ist. Um dies zu erleichtern, werden im Eingriff Planetenrad-Sonnenrad nur Auslegungen in Betracht gezogen, die ein möglichst ausgewogenes Verhältnis zwischen Stabilität und Auslegungsgüte haben. Um die Auswahl einzugrenzen sind im Eingriff Planetenrad-Sonnenrad nur Auslegungen berücksichtigt, die einen besseren Radius als  $r = 0,7$  aufweisen. Im Eingriff Planetenrad-Hohlrad alle Varianten die besseren Radius als  $r = 0,75$  haben. Aus dem eingeschränkten Lösungsraum sind alle Varianten ausgewählt worden, die ein symmetrisches Planetenrad ermöglichen. Diese Vorgehensweise ergibt für das konkrete Beispiel fünf Varianten für die weitere Betrachtung.

Die fünf Varianten gehen für eine detaillierte Analyse zurück in die Zahnkontaktanalyse. Diese Analyse umfasst die Auswertung der Bewertungsgrößen Drehfehler und Pressung in Abhängigkeit des Drehmoments und der zugelassenen Toleranzen. In **Bild 7** sind die Ergebnisse für eine Variante dargestellt. Die linken Diagramme zeigen die Ergebnisse des Eingriffs Planetenrad-Sonnenrad und die rechten Diagramme den Eingriff Planetenrad-Hohlrad.

#### Verzahnungsdaten

- $z_{1/2, LSS} = 19/35/-89$
- $m_{LSS} = 18 \text{ mm}$
- 25% ... 150% x Nennmoment
- Verzahnungsqualität n. WZL

#### Simulationsparameter

- STIRAK v4.2
- Berücksichtigung Welle-Lager-System mittels Polynom
- Toleranzfeldanalyse
  - Best-Case
  - Nennauslegung
  - Worst-Case

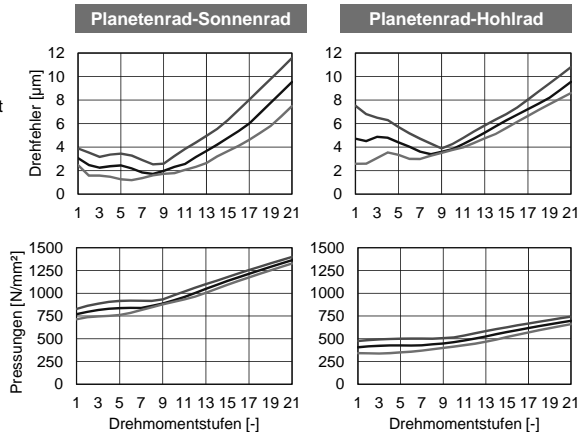


Bild 7: Ergebnisse der Planetenstufe in Abhängigkeit der Last

Die obere Diagrammreihe zeigt die Drehfehler und die untere Reihe die Pressungen. Gegenübergestellt werden die Nennauslegung und durch die Analyse der Toleranzfelder auch die bestmögliche sowie die schlechteste Kombination von Rädern. Besonders bei den Drehfehlern wird deutlich, dass für hohe Drehmomente die Drehfehler stark ansteigen. Dies ist auf die Gewichtungsfaktoren zurückzuführen. Der Drehfehler ist bei hohen Drehmomenten nicht hoch gewichtet. Jedoch kann im Teillastbereich ein lokales Minimum des Drehfehlers eingestellt werden.

Für die Pressungen stellen sich im Überlastbereich keine kritischen Belastungen ein und auch die Streuung durch die Toleranzen ist sehr gering. Dies deckt sich mit den zuvor gewählten Gewichtungsfaktoren.

Zur weiteren Analyse werden für die zuvor festgelegten Drehmomentstufen die Pressungsverteilung auf den Zahnflanken sowie der zu erwartende Traglastbereich betrachtet. Dies geschieht für jede Eingriffsebene, vgl. **Bild 8** und **Bild 9**.

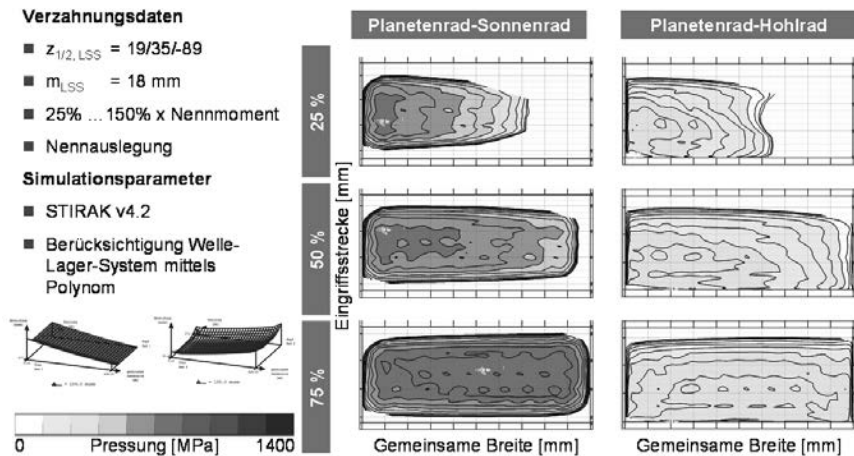


Bild 8: Lastverteilung auf den Zahnflanken anhand der Druck I/II

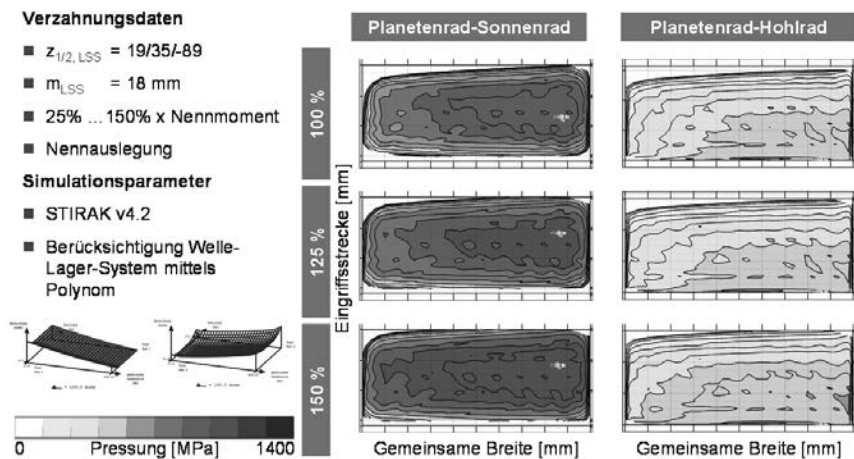


Bild 9: Lastverteilung auf den Zahnflanken anhand der Druck II/II

Anhand der Verlagerung der maximalen Drücke wird deutlich, wie sich mit zunehmender Last der Planetenträger verlagert und das Tragbild zum einen wandert, aber auch aufgrund der Abplattungen vergrößert wird. Bei 75% des Nennmoments liegt die maximale Druck in beiden Eingriffssebenen mittig auf der Zahnflanke. Wird die Last weiter erhöht,

verlagert sich der maximale Bereich zur rechten Flankenseite. Erreicht das Drehmoment den Überlastbereich, wandert die maximale Pressung weiter zum Zahnkopf.

Mit der vorgestellten Methode sind abschließend Modifikationen für die Eingriffsebenen eines Planetengetriebes definiert worden, die das Einsatzverhalten bestmöglich einstellen. Dabei sind die Verformungen aus dem Planetenträger und der Planetenradlager über Polynome in der Variantenrechnung berücksichtigt worden. Die Variantenrechnung enthält neben den gezielten Modifikationsvorgaben auch zusätzlich die Toleranzvorgaben für die Fertigung. Durch die gezielte Gewichtung und Benotung der Ausgabeparameter konnten aus der Vielzahl von Varianten letztlich fünf Varianten für eine detaillierte Betrachtung ausgewählt werden. Eine dieser fünf Varianten wurde abschließend diskutiert.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Bericht befasst sich mit der Vorgehensweise zur Auslegung von Zahnflankenmodifikationen für ein Forschungswindkraftgetriebe. Im Rahmen eines vom BMWi geförderten Vorhabens (FVA Gondel) (FKZ 0325799) wird eine Forschungswindenergieanlage aufgebaut und auf dem 4 MW Systemprüfstand des CWD der RWTH Aachen getestet. Ziel dieses Vorhabens ist die Validierung von Simulationsmethoden der FVA WORKBENCH für Windenergieanlagen. Zu diesem Zweck wird eine Windenergieanlage mit neuen Komponenten und mit Messtechnik ausgestattet. Das Hauptgetriebe der Anlage wird nach heutigem Stand der Technik neu ausgelegt, bei verschiedenen Zulieferern gefertigt und montiert. Die Auslegung der Mikrogeometrie erfolgt mittels der am WZL entwickelten FE-basierten Zahnkontaktanalyse STIRAK. Hierzu werden die Modelle der Planetenstufe sowie der beiden Stirnradstufen samt Welle-Lager-System abgebildet. Die Lagersteifigkeiten werden mit dem Programm BEARINX der Firma Schaeffler Technologies AG berechnet. Die aus den Verlagerungen des Planetenträgers sowie der Planetenradlager resultierenden Flankenlinienwinkelabweichungen werden in der toleranzfeldbasierten Variantenrechnung berücksichtigt. Ein automatisiertes Bewertungsverfahren sucht im Anschluss der Variantenrechnung die Modifikation aus, die das optimale Einsatzverhalten repräsentiert. Die Bewertung und Auswahl erfolgt dabei nach einer Gewichtung von Auslegungskriterien und Drehmomentstufen. Die Auslegungskriterien sind in diesem Falle die Pressung und der Drehfehler. Mit den ausgewählten Modifikationen werden anschließend Einzelrechnungen durchgeführt, um anhand von Tragbildern und Pressungsverteilungen die Auslegung auf Plausibilität zu prüfen. Ferner dienen die Tragbilder der späteren Validierung der Verzahnungsauslegung auf dem Prüfstand. Zur Validierung der Verzahnungsauslegung werden unterschiedliche Messsysteme in das Getriebe integriert. Hier werden neben Dehnungsmessstreifen in der Planetenstufe zur Brei-



tenlastverteilung sowie zur Lastaufteilungsmessung auch Verlagerungssensoren innerhalb und außerhalb des Getriebes platziert. Im Bereich der Stirnradstufen werden Drehwinkel-messsysteme appliziert. Neben der Validierung der Verzahnungsauslegung, sollen die Messgrößen auch das Systemverhalten des Getriebes bei verschiedenen Betriebszuständen beschreiben.

## 6. Danksagung

Die Autoren danken dem Bundesministerium für Wirtschaft (BMWi) für die Bereitstellung der finanziellen Mittel zur Durchführung des den vorgestellten Ergebnissen zugrunde liegenden Forschungsprojekts „Belastungen an den Antriebskomponenten von Windenergieanlagen“ (FKZ 0325799). Den Verbundpartnern Siemens AG und der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA e.V.) wird für die Unterstützung und Mitarbeit im Projekt gedankt. Für die softwaregestützte Ermittlung von Simulationsergebnissen mit dem Programmsystem FE-Stirnradkette (STIRAK) wird der Förderung durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) sowie der Firma Schaeffler Technologies AG der Nutzung des Programmsystems BEARINX gedankt.

## 7. Literatur

- [1] Bong, B.: Erweiterte Verfahren zur Berechnung von Stirnradgetrieben auf der Basis numerischer Simulationen. Dissertation. RWTH Aachen, 1990
- [2] Brecher, C.; Löpenhaus, C.; Piel, D.: Auslegung und Untersuchung eines Forschungsgetriebes für Windkraftanlagen mit einer dynamischen FE-basierten Zahnkontaktanalyse. In: Dresdener Maschinenelemente Kolloquium DMK 2015, Verlag TUDpress, Dresden, 2015
- [3] Cao, J.: Anforderungs- und fertigungsgerechte Auslegung von Stirnradverzahnungen durch Zahnkontaktanalyse mit Hilfe der FEM. Dissertation. RWTH Aachen, 2002
- [4] Neupert, B.: Berechnung der Zahnkräfte, Pressungen und Spannungen von Stirn- und Kegelradgetrieben. Dissertation. RWTH Aachen, 1983
- [5] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Band II: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen Stirnradgetriebe. 2. Auflage, Springer, Berlin, 2003
- [6] Wittke, W.: Beanspruchungsgerechte und geräuschoptimierte Stirnradgetriebe - Toleranzvorgaben und Flankenkorrekturen. Dissertation. RWTH Aachen, 1994
- [7] DIN 3962 – Toleranzen für Stirnradverzahnungen. Beuth Verlag, Berlin, 1978



# Dynamische Effekte im mechanischen Triebstrang von WEA durch Störungen im elektrischen Netz

Dr.-Ing. **Werner Horn**, **Katrin Peter**, SKF GmbH, Schweinfurt;  
**Alex Magdanz**, **René Noack**, ITI GmbH, Dresden

## Kurzfassung

Die Identifizierung von durch Störungen im elektrischen Netz hervorgerufenen potenziellen dynamischen Einflüssen auf den mechanischen Triebstrang von WEA kann helfen, die erwartete Gebrauchsdauer der Wälzlager speziell auf der Abtriebswelle sicherzustellen. Ein SimulationX-Modell, welches den mechanischen Triebstrang mit den elektrischen Komponenten zusammenführt, zeigt bei irregulären Netzereignissen zusätzlich zum normalen Betriebszustand angeregte Eigenfrequenzen, aber auch Stöße durch Drehmomentausfall. Eingespeist in das SKF MKS Programm BEAST zeigt sich, dass diese dynamischen Zusatzbelastungen zu Abweichungen in der Wälzlager-Kinematik sowie erhöhten Reibleistungen führen.

## 1. Motivation

Triebstränge von Windturbinen sind inzwischen vielfältig mittels MKS-Modellen dynamisch untersucht worden. Das Hauptaugenmerk lag dabei meist auf der Identifikation von dynamischen Zusatzlasten für die genauere Ermittlung der Betriebsfestigkeit der Komponenten. Neben den lastdominierten Ausfallmechanismen, repräsentiert zum Beispiel durch die klassische rechnerische Lagerlebensdauer, gibt es jedoch auch Schädigungspotenziale durch die Eintragung von Reibenergie in die Laufbahnoberflächen (z.B. Schlupfschäden), hervorgerufen von kinematischen Abweichungen im Wälzkörperumlauf. Da diese Effekte meist erst bei höheren Drehzahlen relevant werden, liegt der Fokus dafür auf der schnelllaufenden Getriebeabtriebswelle. Der Einfluss der vom Rotor induzierten niederfrequenten Drehzahl-schwankungen auf die Wälzkörperkinematik der Abtriebswelle ist jedoch vernachlässigbar. Deshalb liegt es nahe, für die Abtriebsseite die Einflüsse des Generators und dessen mechanische Reaktionen auf elektrische Unregelmäßigkeiten im Netz zu berücksichtigen. Bei energieerzeugenden Einrichtungen kann es zu netzseitigen Störeinflüssen kommen, welche zu erhöhten Belastungen der mechanischen Komponenten führen. Diese Störungen

sind im Allgemeinen unter dem Begriff der Subsynchronen Resonanzen zusammengefasst und durch das Institute of Electrical and Electronic Engineers (IEEE) definiert. Dieses Phänomen tritt auch bei Windkraftanlagen auf [1, 2], da auch hier durch Störfälle oder Schaltvorgänge im Netz Ausgleichsströme verursacht werden, die im Generator ein elektrisches Luftspaltmoment erzeugen. Dieses Moment wirkt dann auf den mechanischen Antriebsstrang ein.

## 2. Simulationsmodell WEA

Das Modell gliedert sich in den mechanischen Teil, vom Rotor bis zur Generatorwelle, und dem elektrischen Teil, vom Generator bis zur Netzanterkopplung inklusive der notwendigen Regelungsmethoden. Der Turm und das Fundament der WEA sind nicht berücksichtigt. Das Bild 1 zeigt die Strukturansicht des Modells zur Systemsimulation einer WEA in SimulationX.

### Mechanisches Teilmodell

Ausgangspunkt der Untersuchung ist ein 1D SimulationX Modell des mechanischen Antriebsstranges mit einem typischen Getriebe für die 2MW WEA-Klasse, das den Drehfreiheitsgrades berücksichtigt. Das Bild 1 erklärt das Getriebeschema.

Der mechanische Modellteil beginnt mit einem einkoppelnden Rotormoment und der Rotorwelle. Wegen der speziellen Sicht auf die Abtriebswelle sind der Rotor und die Planetenstufe vereinfacht modelliert.

Das vom Wind erzeugte Rotormoment ist direkt als Momentenquelle modelliert. Da das Ziel die Untersuchung der Netzurückwirkungen auf den Antriebsstrang ist, wird auf die Modellierung eines Windmodells verzichtet. Die verwendete Pitch-Regelung dient zum definierten Anfahren des Modells in den Arbeitspunkt. Dabei wirkt der Pitch-Winkel wie ein Verstärkungsfaktor auf das Rotordrehmoment. Dieser Faktor wird mit Hilfe eines PID-Reglers berechnet.

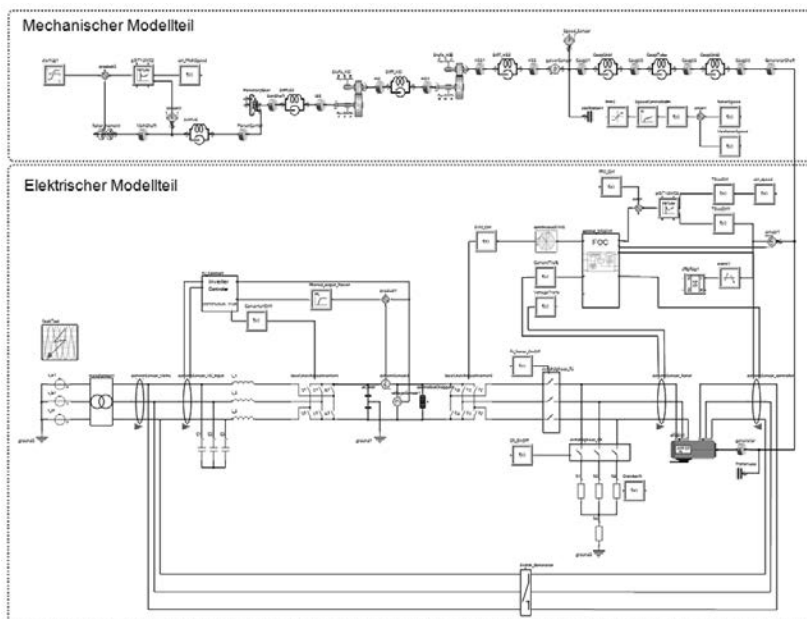


Bild 1: Gesamtmodell der WEA in SimulationX

Das Getriebe ist durch ein Planetengetriebe, zwei Stirnradgetrieben und den jeweiligen Wellen mit den entsprechenden Drehträgheiten und Feder-Dämpfer-Elemente aufgebaut. Diese stellen Standardelemente in SimulationX dar. Die Getriebeelemente berücksichtigen neben den konstruktiven Eigenschaften der Getriebe auch Verzahnungssteifigkeiten und Getriebe-spiele.



Bild 2: Getriebeschema mit einer Planeten- und zwei Stirnradstufen

Den Abschluss bilden die Kopplungswelle zum Generator, bestehend aus mehreren Feder-Dämpfer-Elementen, und die Sicherheitsbremse. Diese Bremse ist als Reibstelle modelliert und schaltet sich bei der Überschreitung der maximal zulässige Generator- bzw. Rotordrehzahl ein, um den Abbau der kinetischen Rotorenergie zu beschleunigen.

Die Dynamik der Abtriebswelle liegt im höherfrequenten Bereich und wird im Nominalfall von den Steifigkeitsänderungen der Getriebestufen geprägt (Bild 3). Niederfrequente Schwingungen vom Rotor sind natürlich durch das hohe Übersetzungsverhältnis ebenfalls sichtbar, stellen aber auf Grund ihrer niedrigen Beschleunigungen kein Schädigungspotenzial für die Komponenten dar.

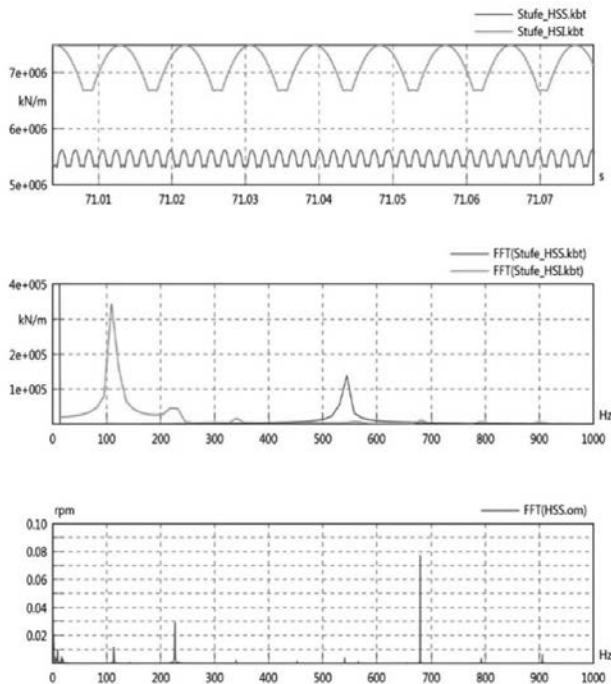


Bild 3: oben und mittig: Steifigkeitssignal der beiden Stirnradstufen im Zeit- und Frequenzbereich; unten FFT der Drehzahl der Abtriebswelle

## Elektrisches Teilmodell

Eine Erfassung des kompletten Verhaltens der Abtriebswelle erfordert die Erweiterung des Modells um die elektrischen Komponenten und der dazugehörigen Regelkreise des Frequenzumrichters. Das Strukturbild des elektrischen Modellteils in SimulationX ist in Bild 4 zu sehen.

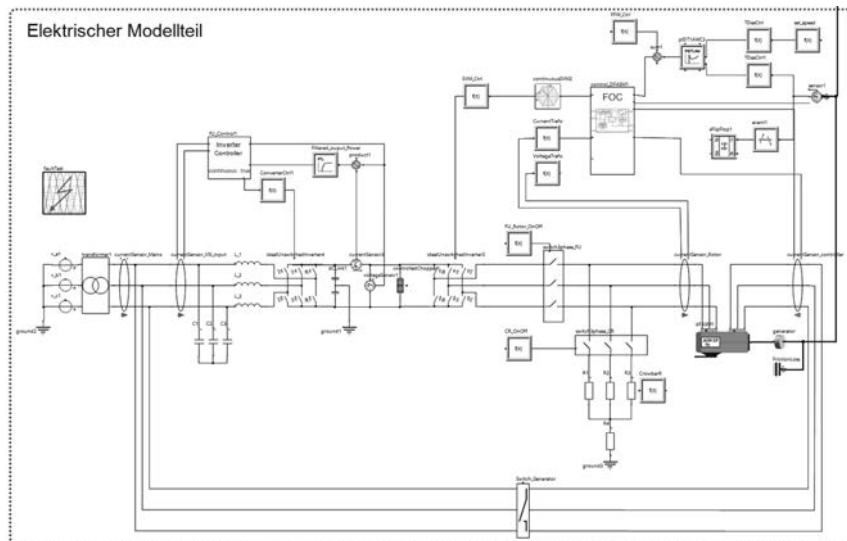


Bild 4: Elektrischer Modellteil der WEA in SimulationX

Bei dem Generator handelt es sich um eine doppelt gespeiste Induktionsmaschine (DFIM), dessen Stator über einen idealen Transformator mit dem Netz verbunden ist und dessen Rotor mittels Frequenzumrichter betrieben wird. Das Modell der DFIM beruht auf der feldorientierten Beschreibung einer Drehstrommaschine durch die Verwendung der Raumzeigerdarstellung [7, 8].

Der prinzipielle Aufbau des elektrischen Modellteils ist in Bild 5 dargestellt. Im Modell sind die standardisierten Schutzmaßnahmen nach dem Stand der Technik [9, 10, 11, 14] berücksichtigt. Zu den wichtigsten Maßnahmen gehören hier der Einsatz eines Netzfilters, eines Bremschoppers und einer Crowbar. Der Netzfilter dient zur Filterung von Oberwellen der Netzspannung. Der Bremschopper ist ein Bestandteil des Gleichspannungszwischenkreises im Frequenzumrichter und soll im Störfall die Zwischenkreisspannung begrenzen und so die Leistungselektronik schützen. Die Crowbar hat die Aufgabe, den Rotor des Generators im

Fehlerfall kurzzuschließen [11, 14]. Durch diese Methode mit der „Brechstange“ soll der Frequenzumrichter vor zu hohen Kurzschlussströmen geschützt werden. Während des Einsatzes der Crowbar ist der rotorseitige Umrichter blockiert und ist nicht mehr aktiv zu regeln.

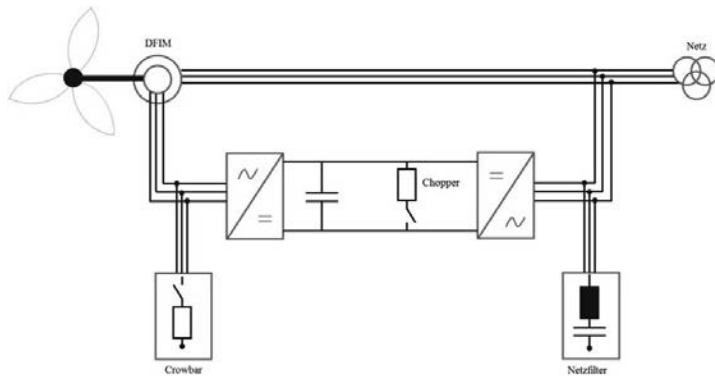


Bild 5: Schema zum Modell Aufbau mit den wesentlichen elektrischen Komponenten

Die grundsätzliche Aufgabe der Regelung des netzseitigen Umrichters ist die Bereitstellung einer konstanten Gleichspannung im Gleichspannungszwischenkreis, welche die Versorgung des rotorseitigen Umrichters darstellt. Der Betrieb der DFIM kann sowohl den motorischen als auch den generatorischen Einsatz des Frequenzumrichters erfordern. Daher hat der netzseitige Umrichter neben der Stabilisierung der Zwischenkreisspannung noch die Aufgabe des Wirkleistungstransfers. Zum Stand der Technik für die Regelung des rotorseitigen Umrichters gehört die feldorientierte Regelung (FOC) [7, 8]. Dies ist in den Reglerelementen umgesetzt.

### Betrachtete Netzfehler

Da WEA einen nicht mehr zu vernachlässigen Anteil an der Stromversorgung haben, ist es unzulässig, die WEA bei Netzstörungen und Netzfehlern abzuschalten. Laut der BDEW-Mittelspannungsrichtlinie [3, 4] haben WEA eine gewisse Zeit nach einer solchen Störung am Netz zu bleiben und dieses auf Anforderung des Netzbetreibers zu stützen. Zulässige Netzschwankungen und Spannungseinbrüche sind durch gegebene Richtlinien und Normen definiert und sowohl für Verbraucher als auch für Erzeuger vorgegeben. Dazu gehören z.B. die Mittelspannungsrichtlinie [4] und die Norm EN50160 [5]. Laut Bundesnetzagentur treten im



Jahr im deutschen Verbundnetz auf Mittelspannungsebene mehrere zehntausende Kurzunterbrechungen unter 1s auf [6].

Zu den untersuchten Lastszenarien gehören daher neben Überspannungen und Netzschwankungen auch netzseitige Störungen, wie beispielsweise symmetrische und asymmetrische Kurzschlüsse und den damit verbundenen Spannungseinbrüchen.

Die Ergebnisse zweier ausgewählter Beispiele sind im folgenden Abschnitt dargestellt.

### 3. Simulationsergebnisse an den Lagern der Abtriebswelle

Beispielgebend werden im Folgenden die Simulationsergebnisse von zwei Arten von Netzergebnissen dargestellt.

#### Asymmetrische Last durch zweiphasigen Spannungsabfall auf 80%

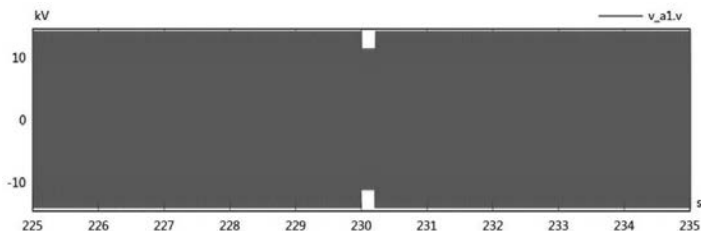


Bild 6: Asymmetrische Last: Verlauf der Netzspannung an einer der zwei betroffenen Phasen

Der Spannungsabfall an zwei Phasen (Bild 6) führt zum Zeitpunkt der Spannungsänderung (230s) zu einem Drehmomentsprung und somit zu einer Schwingungsanregung an der Abtriebswelle (Bild 7). Die weiteren sichtbaren Drehmomentenänderungen zu Beginn der Darstellung sind auf die Initialisierung des Simulationsmodells und das Anfahren des Arbeitspunktes zurückzuführen.

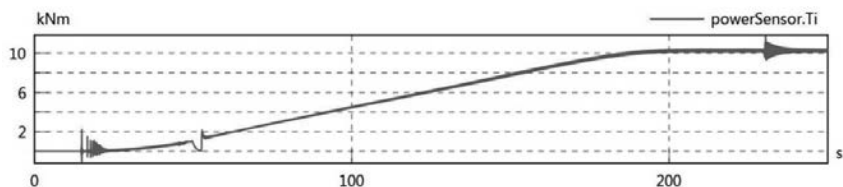


Bild 7: Asymmetrische Last: Verlauf des Abtriebmoments im Triebstrang

Das Spektrogramm der Drehbeschleunigung an der Abtriebswelle zeigt eine deutliche Überhöhung der Amplituden zum Zeitpunkt der Netzunregelmäßigkeit (230 sek).

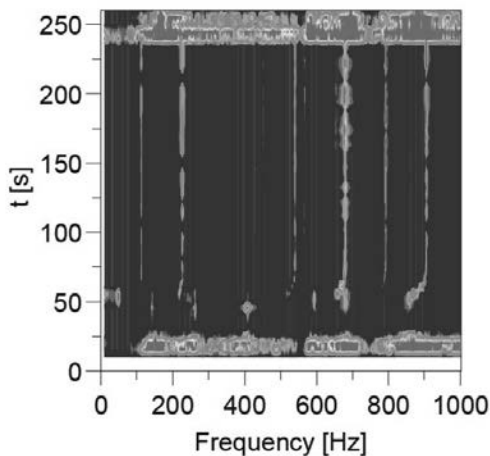


Bild 8: Asymmetrische Last: Ordnungsanalyse der Drehbeschleunigung

### Überspannung im Netz um 2kV

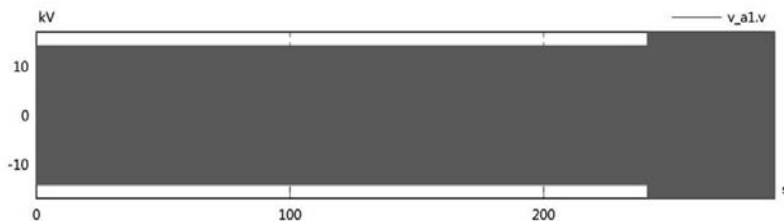


Bild 9: Überspannung: Verlauf der Netzspannung an einer Phase

Eine plötzliche Spannungserhöhung an allen 3 Phasen (Bild 9) verursacht einen kurzzeitigen Leistungsabfall am Generator und damit neben einer weiteren Schwingungsanregung auch einen Drehmomentenausfall (in den folgenden Diagrammen bei 240 sek). Bild 10 zeigt die dazugehörigen Verläufe des Statorstromes und Bild 11 den Verlauf des Drehmomentes an der Abtriebswelle.

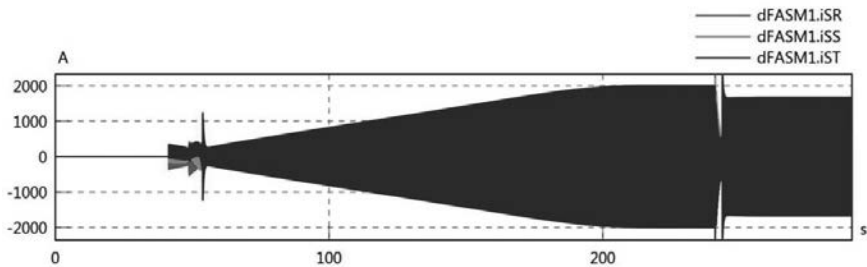


Bild 10: Überspannung: Verlauf des Generatorstroms aller drei Phasen im Stator

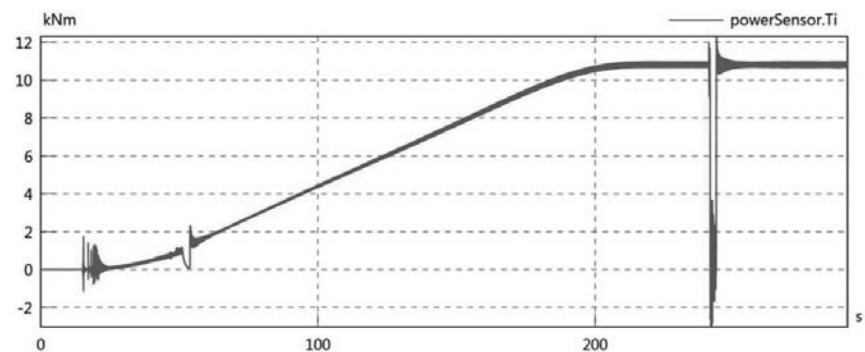


Bild 11: Überspannung: Verlauf des Abtriebsmoments im Triebstrang

#### 4. Auswertung der SimulationX Ergebnisse im SKF MKS Programm

Die Effekte der veränderten Wellendynamik durch Netzunregelmäßigkeiten auf die Lager der Abtriebswelle werden mit dem SKF MKS Programm BEAST untersucht. Schwingungseinflüsse auf Wälzlager können sich einmal als dynamische Überlasten darstellen, aber auch als signifikante Erhöhung der Gleitanteile zwischen Wälzkörper und Laufbahnen bzw. Käfig. Bild 12 links zeigt eine typische schnelle Welle Lageranordnung mit einem Kegelrollenlagerpaar als Festlager und einem Zylinderrollenlager als Loslager (hier nicht dargestellt). Der durch eine Überspannung verursachte Drehmomentausfall führt zu einem Wechsel der Lastzone im Kegelrollenlagerpaar.

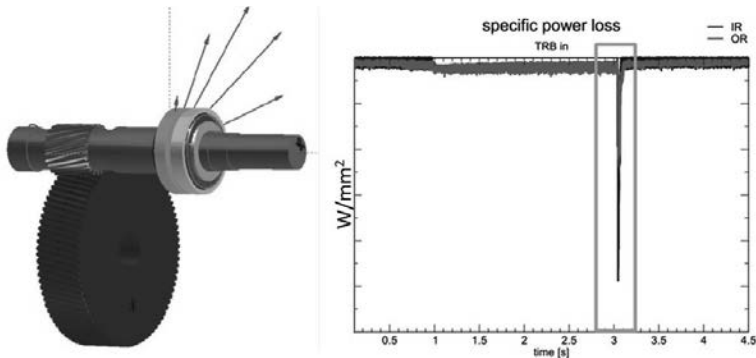


Bild 12: Überspannung: Lastzone am Kegelrollenlagerpaar und spezifische Verlustleistung bei Drehmomentrückkehr

Bild 12 rechts zeigt die durch Reibung erzeugte spezifische Verlustleistung aller Wälzkörper über der Zeit. Das Maximum entsteht, wenn unbelastete Wälzkörper plötzlich wieder beschleunigt werden.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die dynamische Simulation des Triebstrangs mit einem mechanisch-elektrischen SimulationX Modell zeigt nicht zu vernachlässigende Reaktionen des Generators auf Unregelmäßigkeiten im elektrischen Netz. Diese führen zu zusätzlichen dynamischen Beanspruchungen der Komponenten der Getriebe-Abtriebswelle. Mit SKF interner MKS Software wird exemplarisch ein Kegelrollenlagerpaar untersucht, wobei insbesondere bei Drehmomentausfall stark ansteigende spezifische Verlustleistungen aus Gleitanteilen nachgewiesen werden.

Die vorliegenden Ergebnisse sollen zunächst nur die Relevanz der Berücksichtigung elektrischer Einflüsse auf die Wälzlager speziell der Abtriebswelle darstellen. Zur künftigen Vertiefung müssen im SimulationX Modell die Abtriebswelle von einem auf sechs Freiheitsgrade erweitert, die Komponenten der elektrischen Seite für eine speziellen Anlage konfiguriert und die Eigenschaften des Kompletmodells mit Messwerten an dieser Anlage angepasst werden. Damit sollte es möglich sein, die Auslegung der Lagerung der Abtriebswelle besser an die dort vorhandenen dynamischen Zusatzbeanspruchungen anzupassen.

## Quellen

- [1] Dissertation, Akshaya Kumar Moharana, „Subsynchronous Resonance in Wind Farms“, University of Western Ontario, 2012
- [2] Dissertation, Carsten Göbel, „Modelle der Synchrongeneratoren für die Simulation der subsynchronen Resonanzen“, Technische Universität Dortmund, 2010
- [3] Technische Richtlinie Erzeugungsanlagen am Mittelspannungsnetz, BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V., Juni 2008
- [4] Richtlinie für die automatische Wiedereinschaltung in elektrischen Netzen, VWEW Energieverlag, 2001
- [5] EN50160:2000, „Voltage characteristics of electricity supplied by public distribution systems“
- [6] [http://www.bundesnetzagentur.de/cln\\_1931/DE/Sachgebiete/ElektrizitaetundGas/Unternehmen\\_Institutionen/Versorgungssicherheit/Stromnetze/Versorgungsqualitaet/Verorgungsqualitaet-node.html](http://www.bundesnetzagentur.de/cln_1931/DE/Sachgebiete/ElektrizitaetundGas/Unternehmen_Institutionen/Versorgungssicherheit/Stromnetze/Versorgungsqualitaet/Verorgungsqualitaet-node.html)
- [7] Dierk Schröder, „Elektrische Antriebe – Grundlagen“, Springer Verlag, 4. Auflage, 2009
- [8] Dierk Schröder, „Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen“, Springer Verlag, 3. Auflage, 2009
- [9] I. Erlich, C. Feltes, F. Koch, J. Fortmann, S. Engelhardt und J. Kretschmann, „Windenergieanlagen mit doppelt gespeister Asynchronmaschine mit verbessertem Verhalten in Bezug auf neue Netzanforderungen“, ETG-Fachbericht Schutz-und Leittechnik, 2008
- [10] I. Erlich, C. Feltes und M. Wilch, „Beitrag von Windturbinen zur Spannungs- und Wirkleistungsregelung in elektrischen Netzen“, ETG-Fachbericht-Internationaler ETG-Kongress 2009. VDE VERLAG GmbH, 2009
- [11] Dissertation, Uwe Rädcl, „Beitrag zur Entwicklung leistungselektronischer Komponenten für Windkraftanlagen“, Technische Universität Ilmenau, 2008
- [12] Dissertation, Gabriele Michalke, „Variable Speed Wind Turbines - Modelling, Control, and Impact on Power Systems“, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [13] A.D. Hansen, G. Michalke, P. Sorensen, T. Lund und F. Iov, „Co-ordinated Voltage Control of DFIG Wind Turbines in Uninterrupted Operation during Grid Faults“, Wind Energy, 10.1, 2007, 51-68
- [14] Dissertation, Christian Wessels, „Durchfahren von Netzfehlern bei Windenergieanlagen mit FACTS“, Christian-Albrechts-Universität zu Kiel, 2012

- [15] Eftichious Koutroulis und Kostas Kalaitzakis, „Design of a Maximum Power Tracking System for Wind-Energy-Conversion Applications“, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 53, No. 2, April, 2006
- [16] Dissertation, Piergiovanni La Seta, „Regelungstechnische Konzepte zur Integration alternativer Erzeugungsanlagen in lokale Energieversorgungsnetze unter besonderer Berücksichtigung der Systemstabilität“, TU Dresden, 2006

# Prognose der durch Windenergieanlagen verursachten Schwingungsimmissionen an hochsensiblen Anlagen

Dipl.-Ing. Dr.techn. **Alexander Tributsch**, Dr.-Ing. **Silke Appel**,  
Dr.-Ing. **Fabian Kirsch**,  
GuD Geotechnik und Dynamik Consult GmbH, Berlin

## 1. Kurzfassung

Der Ausbau der Windenergienutzung in Deutschland wird u.a. durch Betreiber hochsensibler Anlagen oder Messgeräte aufgrund des Schwingungseintrages der Windenergieanlagen in den Untergrund kritisch gesehen. Obwohl die über den Boden weitergeleiteten Erschütterungen mit zunehmendem Abstand zur Quelle abnehmen, wird auch in größerer Entfernung eine Überlagerung beispielsweise von seismologischen Messungen zur Beurteilung von natürlichen Ereignissen mit emittierten Schwingungen aus dem Betrieb der Windenergieanlagen befürchtet. Dieser Tagungsbeitrag präsentiert eine Methodik zur Prognose der von neu zu errichtenden Windenergieanlagen ausgehenden Schwingungen über Ausbreitungswege von mehreren Kilometern. Auf der Grundlage von Messergebnissen an bestehenden Anlagen sowie in deren Umgebung werden unter Berücksichtigung der tiefenabhängigen, dynamischen Bodenparameter die Amplitudenreduktionen frequenzabhängig ermittelt und folgend ein numerisches Bodenmodell kalibriert. Das auf diese Weise an die lokalen Verhältnisse und das Eigenschwingverhalten der Windkraftanlage angepasste Modell erlaubt eine Prognose der Schwingungsübertragung auch in größere Entfernungen und somit die Beurteilung eines möglicherweise störenden Schwingungseintrages in bestehende hochsensible Anlagen. Darüber hinaus können Einflussfaktoren, wie z.B. die Abstrahlungsdämpfung im Baugrund, oder die Wirkung von Schwingungsminderungsmaßnahmen, wie die Steifigkeitserhöhungen der Gründung der Windenergieanlage mittels Pfählen oder pfahlartigen Traggliedern, untersucht werden.

## 1. Einführung

Die Schwingungen einer Windenergieanlage (WEA), sowohl im Betrieb als auch im Stillstand, werden über die Gründung in den Untergrund eingeleitet. Bereits im Nahbereich einer WEA liegt die Größenordnung dieser mechanischen Schwingungen des Baugrundes unterhalb der menschlichen Wahrnehmungsschwelle. Mit zunehmendem Abstand zur WEA verringern sich die Amplituden noch weiter, sind jedoch auch in mehreren Hundert Metern bis

wenigen Kilometern noch messbar. Die Betreiber hochsensibler Anlagen, wie seismologischer Messstationen oder Gravitationswellendetektoren, befürchten daher eine Beeinträchtigung des Betriebes [1].

Der Einfluss des neu zu errichtenden Maiden-Windparks in der Nähe des Laser-Interferometer Gravitationswellen-Observatoriums (LIGO) bei Washington, USA, wurde in [2] untersucht. Ausgehend von Messungen an dem bestehenden Stateline-Windpark wurden verschiedene Modelle für die Amplitudenabnahme über größere Entfernungen verglichen und eine Formel zur Prognose der Schwingungen zufolge der 330 WEAs des Maiden-Windparks erarbeitet. Ausgehend von den Messsignalamplituden bei 4,3 Hz wurde selbst bei 18 km Entfernung noch eine geringe Störung prognostiziert, allerdings mit Verweis auf die hohe Unsicherheit der Prognoseberechnung.

Zum Schutz der seismischen Messstation in Eskdalemuir, Schottland, vor dem Schwingungseintrag aus WEAs wurden etwa seit dem Jahr 2005 diverse Studien erstellt (z.B. [3], [4]). Ausgehend vom üblicherweise anzutreffenden Rauschlevel an windigen Tagen in Eskdalemuir wurde für das Frequenzband 1,5 Hz bis 4,5 Hz der zulässige Grenzwert der Bodenverschiebungen festgelegt. Innerhalb einer Sperrzone von 10 km um die Messstation wurde die Errichtung von WEAs nicht gestattet. Außerhalb dieser Sperrzone konnte der Einfluss einzelner Anlagen anhand von Prognosemodellen, welche durch Schwingungsmessungen an WEAs auf ähnlichen Baugrundverhältnissen abgeleitet wurden, quantifiziert und in Relation zum Grenzwert gesetzt werden.

Der Einfluss eines Windparks nahe des Gravitationswellendetektors VIRGO bei Pisa, Italien, war Gegenstand der Untersuchungen in [5]. Der Vergleich des quadratischen Mittelwertes (RMS) im Frequenzband 1 bis 10 Hz des für den Windparkbetrieb prognostizierten Verschiebungsspektrums mit dem Ruhespektrum am VIRGO-Standort führte zur Empfehlung, einen Abstand von 6 km einzuhalten.

Mit relativ geringem Abstand von 500 m bis 1000 m sollten vor etwas mehr als 10 Jahren vier WEAs in der Nähe der geophysikalischen Sensoren des Black Forest Observatory (BFO) in Baden-Württemberg errichtet werden. Der Untersuchungsbericht des BFO ([6], [7]) basierte auf berechneten, quasistatischen Deformationen im Umfeld einer WEA und extrapolierten Rauschpegeln aus Schwingungsmessungen. Daraus wurde abgeleitet, dass WEAs näher als 10 km die seismischen Messungen des BFO stören würden.

Für eine ähnliche Problemstellung im Rahmen eines Projektes wurde von den Autoren dieses Tagungsbeitrages eine Methodik entwickelt, um den Schwingungseintrag aus neu errichteten WEAs am Standort hochsensibler Geräte zu prognostizieren und zu beurteilen. Dieser Beitrag beschreibt die Schritte des Verfahrens und zeigt ein Anwendungsbeispiel.



## 2. Vorgehensweise

Zunächst ist eine Festlegung von Grenzwert- bzw. Beurteilungskriterien erforderlich. Diese kann standortbezogen oder allgemein entsprechend vorhandener Richtlinien erfolgen. Zur Charakterisierung der auftretenden Bodenschwingungen im Umfeld einer WEA sollten Schwingungsmessungen durchgeführt werden. Für die Prognose der Schwingungsimmisionen zufolge einer neu errichteten WEA sollten diese Messungen auf ähnlichem Untergrund und mit einer baugleichen Anlage erfolgen. Aus den aufbereiteten Daten können frequenzabhängig die Schwingungsamplituden und die Amplitudenabnahme mit zunehmendem Abstand zur WEA ermittelt werden. Auf der Basis eines kalibrierten Baugrundmodells erfolgt die Prognose der Schwingungsamplituden der maßgebenden Frequenzbereiche in größeren Entfernungen, sodass diese für die Beurteilung herangezogen werden können.

## 3. Festlegung Schwingungsgrenzwerte

Für hochsensible Geräte haben sich in den letzten Jahren zur Beurteilung der Standorteignung die sogenannten VC-Kriterien [8] (VC = vibration criteria) international etabliert. Diese Kurven geben unabhängig vom Standort bzw. dem dort vorherrschenden Rauschpegel frequenzabhängig für gewisse Nutzungen jene Schwingamplituden an, die im Allgemeinen nicht zu Störungen des Betriebs führen.

Eine standortbezogene Beurteilung ist jedoch möglicherweise zielführender. Hierdurch können Besonderheiten im Grundrauschpegel am Ort des hochsensiblen Geräts in die Beurteilung miteinbezogen werden. Eine Referenzmessung über einen ausreichend langen Zeitraum dient dann zur Definition einer Grenzkurve. Aufgrund möglicher Zufallsereignisse sollte eine statistische Kenngröße wie der Medianwert oder der 75%-Quantilwert herangezogen und beispielsweise für jede diskrete Frequenzlinie im Spektrum bestimmt werden. Der Medianwert wird in je 50% der Fälle unter- bzw. überschritten, der 75%-Quantilwert wird nur in 25% der Fälle überschritten. Einzelne Extremereignisse können den arithmetischen oder geometrischen Mittelwert stark verzerren, haben jedoch bei ausreichend großer Datenbasis kaum Einfluss auf die beiden zuvor genannten Größen.

## 4. Messungen an einer baugleichen Bestandsanlage

Die Festlegung zweier, zueinander orthogonaler Messprofile erlaubt relativ unabhängig von der Gondelrichtung der WEA die Erfassung der Bodenschwingungen. Das 0 zeigt beispielhaft eine Anordnung der Messpunkte in zwei Profilen, jeweils am Fundament der Anlage und an zwei weiteren Punkten. Zur Identifikation der Fundamentalschwingungen ist ein dritter Punkt am Fundament (MP7) gegenüber den Punkten MP1 und MP4 vorteilhaft. Zur vollständigen

digen Erfassung der relevanten Schwingungsgrößen sollten die Messpunkte 1 bis 6 mit tri-axialen Aufnehmern bestückt sein. Um die Kippbewegungen des Fundaments zu erfassen, ist für MP7 ein vertikaler Aufnehmer ausreichend, sodass sich in der vorgeschlagen Konfiguration 19 Messkanäle ergeben.

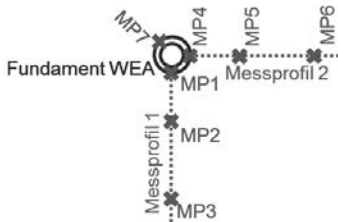


Bild 4-1: Beispielfhafte Anordnung der Messpunkte (MP) in zwei Messprofilen

Die in seismologischen Messungen als störend erachteten Signalanteile liegen größtenteils unterhalb von 10 Hz. Ebenso ist auch der Literatur [5] zu entnehmen, dass die Lagerung von Gravitationswellendetektoren Eigenfrequenzen in diesem Frequenzbereich aufweist. Hohe Signalabtastraten sind daher bei entsprechender Tiefpassfilterung vor der Signaldigitalisierung nicht notwendig. Da die erste Eigenfrequenz von WEAs häufig im Bereich von 0,3 Hz bis 0,5 Hz liegt, sollten die Messaufnehmer auch bis zu diesen relativ niedrigen Frequenzen noch ausreichend empfindlich sein.

Der notwendige Messzeitraum kann nicht pauschal angegeben werden, jedoch ist die Erfassung der Schwingungen in verschiedenen Betriebszuständen empfehlenswert, um auch etwaige (unerwünschte) Resonanzeffekte der WEA bei gewissen Rotordrehzahlen aufzuzeichnen. Falls die Beeinflussung der Messungen durch benachbarte WEAs anzunehmen ist, sollten diese zumindest zeitweise abgeschaltet werden, da sich aus solchen Messzeiträumen die Amplitudenabnahme im Baugrund eindeutig quantifizieren lässt.

## 5. Datenaufbereitung

Die Beurteilung der prognostizierten Schwingungsantwort erfolgte in den unter Abschnitt 1 vorgestellten Projekten zumeist im Frequenzbereich anhand des Leistungsdichtespektrums der Verschiebungen oder durch Radizierung dieses Spektrums. Falls sowohl die Grenzwerte als Schwinggeschwindigkeit definiert werden als auch diese Größe im Baugrund messtechnisch erfasst wird, ist die Verwendung der Leistungsspektraldichte (PSD = power spectral density) der Schwinggeschwindigkeiten sinnvoll.

Die Berechnung von einzelnen Leistungsdichtespektren kürzerer Zeitfenster und deren arithmetische Mittelung reduzieren den Einfluss des unerwünschten Signalrauschens gegenüber einer Berechnung ohne Mittelung, jedoch mit dem Nachteil einer reduzierten Frequenzauflösung. Da die Signale der Einzelzeitfenster nicht periodisch sind, sollte eine Fensterfunktion angewendet werden. Die hierbei verlorene Signalinformation kann zum Teil durch überlappende Fenster kompensiert werden, siehe u.a. Welch's method [9].

Bei der Wahl der Zeitsegmentlänge sollte berücksichtigt werden, dass eine längere Aufzeichnungsdauer die spektrale Auflösung erhöht, jedoch durch die Fensterung die Auflösung wieder reduziert wird. Die Berechnung der Leistungsspektraldichte aus Zeitsegmenten mit 10 min bis 30 min und die Anwendung von 5 bis 16 Einzelfenstern scheint eine praktikable Lösung zu sein. In den SCADA-Daten von WEAs werden auch häufig gemittelte Windgeschwindigkeiten über 10 min oder 15 min protokolliert, sodass bei gleicher Zeitsegmentlänge Korrelationen berechnet werden können.

Für die weitere Prognose und die Kalibrierung des numerischen Baugrundmodells können die Leistungsdichtespektren herangezogen werden. Einerseits lassen sich absolute, spektrale Werte als Eingangsgrößen in die Prognose bestimmen. Des Weiteren ermöglicht der Vergleich der zeitsynchron erfassten Spektren von Schwingungssensoren in unterschiedlichen Abständen zur WEA die Berechnung von relativen, abstands- und frequenzabhängigen Amplitudenabnahmen. Die hierfür geeigneten Frequenzen bzw. Frequenzbänder lassen sich nicht pauschal angeben, sondern ergeben sich je nach WEA-Typ und Baugrundsteifigkeit.

## 6. Baugrund

### 6.1 Allgemeines

Schwingungen breiten sich im Untergrund in Form von Wellen aus. Im Nahbereich der Erschütterungsquelle dominieren die Kompressions- und die Scherwelle. Außerhalb des Nahbereiches besitzt die Oberflächenwelle den höchsten Energieanteil. Für die Betrachtung der Schwingungsausbreitung bis in größere Entfernungen zur Windenergieanlage sind somit die Oberflächenwellen maßgeblich. Nach Unterlage [10] können für die Abnahme der Amplitude  $A$  mit zunehmender Entfernung  $r$  zur Erschütterungsquelle für eine Punktquelle folgende Beziehungen angesetzt werden:

$$\text{Harmonische Anregung: } \frac{A}{A_0} \approx \frac{r_0}{r}$$

$$\text{Impulsartige Anregung: } \frac{A}{A_0} \approx \sqrt{\frac{r_0}{r}}$$

Zusätzlich kann ein Dämpfungsparameter entsprechend

$$e^{\alpha(r-r_0)}$$

berücksichtigt werden, wobei  $\alpha$  der sogenannte Abklingkoeffizient ist. Der Abklingkoeffizient ist u.a. von der Bodenart, der Frequenz und der Schwingungsamplitude abhängig. Die angegebenen Formeln gelten für die Annahme eines homogenen Halbraums. An Schichtgrenzen werden die eintreffenden Wellen reflektiert und refraktiert. Hierdurch verlieren sie i.d.R. an Energie und die Amplitudenabnahme fällt stärker aus.

## 6.2 Berechnungsmodell

Zur Berechnung der Amplitudenabnahme bei nichthomogenen Baugrundverhältnissen eignet sich ein numerisches Baugrundmodell. Im Modell können sowohl die tatsächliche Bodenschichtung als auch die Art der Gründung berücksichtigt werden. Falls die WEA nicht vollständig abgebildet wird, sollten zumindest die Fundamentkonstruktion und die statischen Lasten aus dem Eigengewicht der Anlage erfasst werden. Die Belastung des Fundaments lässt sich näherungsweise durch eine harmonische Anregung in Form eines Momentes bzw. Kräftepaars abbilden. Somit können frequenzabhängig für beliebige Entfernung die Schwingungsamplituden zufolge einer Einheitsanregung anhand des numerischen Modells berechnet werden.

## 6.3 Kalibrierung

Im ersten Schritt der Modellkalibrierung werden basierend auf den unter Abschnitt 5 diskutierten relativen Amplitudenabnahmen die unbekannten Bodenparameter des geschichteten Baugrundmodells ermittelt. Aus den absoluten spektralen Schwingamplituden ergibt sich im zweiten Schritt die Skalierung der auf die Gründung einwirkenden Anregungsgröße.

## 7. Berechnungsergebnisse

Für ähnliche Baugrundverhältnisse am Standort einer projektierten WEA mit geringfügig anderen Bodenschichtungen und einem baugleichen WEA-Typ eignet sich das angepasste, zuvor kalibrierte Berechnungsmodell zur Erstellung einer Prognose der Schwingungsamplituden.

Die Gegenüberstellung der prognostizierten Amplituden im Abstand des schwingungsempfindlichen Immissionsortes mit den hierfür festgelegten Grenzkriterien bildet die Grundlage für die Beurteilung. Wenn die Prognoseergebnisse aller Frequenzkomponenten unter Berücksichtigung der Prognosegenauigkeit unterhalb der Grenzwerte liegen, ist nicht von einer Störung der hochsensiblen Anlage aus dem Betrieb der WEA auszugehen.

Für den Betrieb mehrerer baugleicher Anlagen ist nicht eine Addition der Schwingungsamplituden anzunehmen, da diese i.A. nie vollständig synchron laufen. Vielmehr kommt eine

energetische Summation der Schwingungsanteile der Realität näher. Aus dem Betrieb von  $n$  WEAs im selben Abstand erhöhen sich am Immissionsort die für den Betrieb einer WEA prognostizierten Amplituden somit um den Faktor  $\sqrt{n}$ .

## 8. Anwendungsbeispiel

### 8.1 Beschreibung der Situation

Für mehrere neu zu errichtende WEAs sollte der Einfluss auf eine seismische Messstation standortbezogen beurteilt werden. Da zwei unterschiedliche Anlagentypen geplant waren, mussten Messungen an ebenfalls zwei Bestandsanlagen erfolgen.

### 8.2 Festlegung Schwingungsgrenzwerte

Als Grenzwertkriterium wurde festgelegt, dass sich die Einwirkungen des neuen Windparks i.A. nicht aus dem Grundrauschen am Standort der seismischen Messstation herausheben sollten. Die Datengrundlage zur Grenzwertfestlegung bildeten je drei Stundensegmente (vormittags, abends, nachts) von zwölf zufällig ausgewählten Tagen eines Jahres. Der daraus abgeleitete und geglättete 75%-Quantilwert je diskreter Frequenzlinie wird statistisch gesehen selbst in 25% der Zeit noch überschritten, unter Voraussetzung einer repräsentativen Datengrundlage. In 0 sind Einzelspektren und die statistische Kennwertkurve dargestellt.

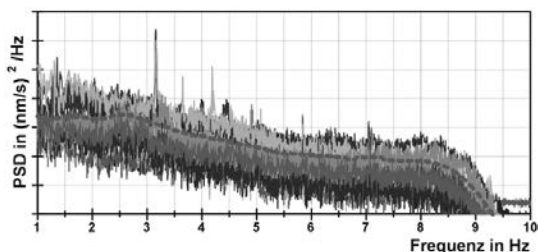


Bild 8-1: Einzelspektren aus 36 Stundensegmenten und geglätteter 75%-Quantilwert (gestrichelt), logarithmische Skalierung der Ordinate

Da in vorangegangenen Studien (z.B. [3]) ein Anstieg des Grundrauschpegels bei hohen Windgeschwindigkeiten festgestellt wurde und die Prognose für Effektivwerte der Schwingungsamplituden über diverse Betriebszustände erstellt wurde, schien der oben genannte Quantilwert aus ingenieurmäßiger Sicht eine geeignete Größe für die Beurteilung der Situation zu sein.

### 8.3 Messungen

Die Messungen erfolgten an zwei WEAs über Zeiträume von ca. 24 Stunden, in denen die WEAs zumindest zeitweise im Volllastbetrieb liefen. Die gewählte Sensoranordnung wurde bereits in 0 gezeigt. An einem Standort konnte auch ein Messpunkt in 600 m Abstand zur Anlage eingerichtet werden, was eine zuverlässigere Modellkalibrierung erlaubte.

Zur Erfassung der Schwingungen im Boden wurden Seismometer und Geophone eingesetzt, siehe 0. Die Sensitivität dieser Sensoren und der Rauschpegel der Messanlage liegen zwar nicht auf dem Niveau der seismischen Messstation, sind jedoch ausreichend zur zuverlässigen Erfassung der von der WEA in den Boden eingetragenen Schwingungen im Nahbereich und teils auch noch im Abstand von 600 m.



Bild 8.2: Messpunkt mit einem vertikalen und zwei horizontalen Seismometern (Geospace Corp. HS-10) sowie einem vertikal orientierten Geophon (SENSOR Nederland b.v. SM6) für eine Referenzmessung

### 8.4 Datenaufbereitung

Die Leistungsdichtespektren wurden stundenweise aus fünf Datensegmenten zu je 409,6 s Dauer berechnet. Somit werden nur ca. 35 min der Datenaufzeichnung pro Stunde tatsächlich verwendet und es besteht die Möglichkeit, unerwünschte Einzelereignisse (z.B. Vorbeifahrt Auto) aus der Berechnung auszuschließen.

Beispielhaft sind in 0 die Leistungsdichtespektren am Fundament einer WEA und in zunehmender Entfernung abgebildet. Zwischen den dominierenden Signalanteilen am Fundament und im Baugrund besteht ein eindeutiger Zusammenhang. Dennoch ist erkennbar, dass sich die Form der Spektren zwar ähnelt, jedoch abhängig von der Frequenz unterschiedlich starke Amplitudenreduktionen auftreten.

Durch die Radizierung der Amplitudenverhältnisse der Leistungsspektraldichten ergeben sich die linearen Reduktionskoeffizienten zur Kalibrierung des Baugrundmodells.

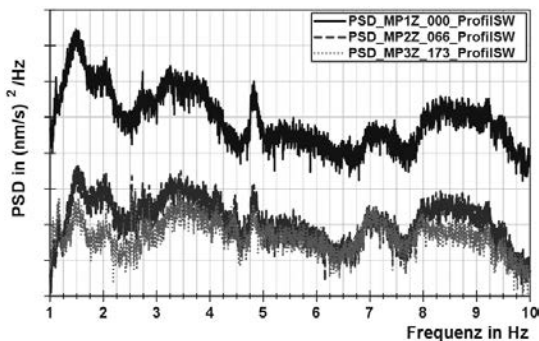


Bild 8-3: Leistungsdichtespektren der vertikalen Schwinggeschwindigkeit am Fundament (Messpunkt MP1Z) und entlang des Süd-West-Profils in 66 m und 173 m Abstand vom Fundament, WEA-Typ 2, logarithmische Skalierung der Ordinate

### 8.5 Detailuntersuchung von Eigenfrequenzen

Anhand der Messdatenschriebe von Sensoren auf dem Fundament der WEA (Messpunkte MP1, MP4 und MP7 in 0) in Stillstandszeiten konnten die Eigenmoden, d.h. die Eigenformen des Fundaments und die zugehörigen Eigenfrequenzen, identifiziert werden.

Zusammen mit einem Finite-Elemente-Modell der WEA war somit der Abgleich der numerisch erhaltenen Eigenfrequenzen und der messtechnisch identifizierten Eigenfrequenzen möglich, vgl. 0. In der Abbildung sind links zwei Kippmoden des Fundaments dargestellt, wobei an der Stelle der Sensoren die unterschiedlich skalierten

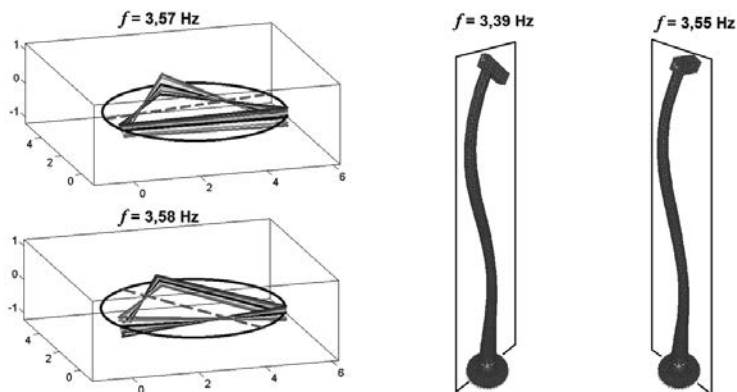


Bild 8-4: Aus Messungen am Fundament identifizierte Kippmoden (links) und aus dem FE-Modell der WEA vom Typ 1 erhaltene Moden im selben Frequenzbereich (rechts)

Eigenformamplituden in Farbabstufungen von Rot nach Blau dargestellt sind und die Kippachse gestrichelt hervorgehoben ist. Die zu den rechts abgebildeten Eigenformen aus dem FE-Modell gehörigen Eigenfrequenzen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den messtechnisch identifizierten Frequenzen am Fundament.

Das auf diese Weise validierte Berechnungsmodell konnte für weitergehende Untersuchungen, wie den Einsatz eines Schwingungstilgers oder mehrere Varianten der Gründungsausbildung, herangezogen werden.

## 8.6 Baugrund

Die Modellrechnungen erfolgten mit dem Programm SASSI2000, mit welchem eine Berechnung der Wellenausbreitung über große Entfernungen und Tiefen möglich. Einschränkend muss angemerkt werden, dass lediglich horizontale Bodenschichten (Thin Layer Method) abgebildet werden können. In dem zur Kalibrierung herangezogenen Modell wurde berücksichtigt, dass das Fundament der WEA über eine Schotterschicht auf dem anstehenden Felshorizont gegründet ist.

Die aus den Messdaten abgeleiteten Amplituden der Schwinggeschwindigkeit bei 75 m und 160 m Entfernung bezogen auf die Amplituden am Fundament sind als Balken im linken und mittleren Diagramm von 0 eingetragen. Ebenfalls dargestellt ist in diesen Diagrammen die Kurve der aus dem kalibrierten Baugrundmodell prognostizierten Amplituden, welche eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Amplituden zeigen. Im rechten Diagramm sind die prognostizierten Amplituden in größeren Entfernungen zur WEA eingetragen. Erwartungsgemäß zeigen sich eine stärkere Abnahme höherer Frequenzen und eine geringere Amplitudenabnahme bei niedrigen Frequenzen unter 3 Hz.

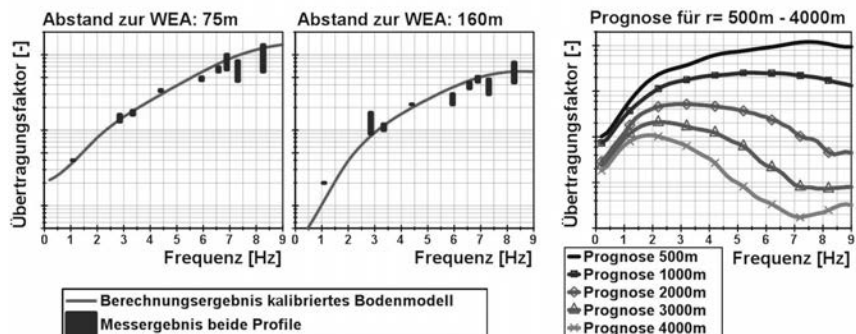


Bild 8-5: Schwingungsamplituden aus Messung und kalibriertem Prognosemodell (links und Mitte) und Prognose für größere Entfernungen (rechts), WEA-Typ 2



## 8.7 Ergebnisse

Auf Basis der gemessenen Schwinggeschwindigkeitsamplituden in diversen Betriebszuständen der WEA wurden maximale und effektive Schwinggeschwindigkeiten für die maßgebenden Frequenzen bestimmt. Aus dem zuvor beschriebenen Prognosemodell ergaben sich die in 0 aufgetragenen Amplituden im Leistungsdichtespektrum. Durch eine ausreichend steife Gründung direkt auf den Fels lassen sich die prognostizierten Schwinggeschwindigkeiten am Standort der seismischen Messstation bis unter die 75%-Quantilcurve reduzieren. Der Einfluss des untersuchten WEA-Typs 2 in einer Entfernung von ca. 3 km ist im vorliegenden Fall bei 3,4 Hz zwar nicht vollständig vernachlässigbar, jedoch ist statistisch betrachtet kein deutlicher Störeinfluss zu erwarten.

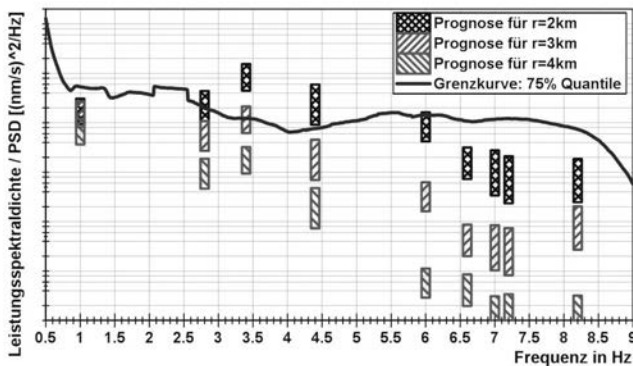


Bild 8-6: Gegenüberstellung des 75%-Quantilwertes und der Prognoseergebnisse für WEA-Typ 2 in Entfernungen von 2 km bis 4 km, untere und obere Begrenzung der Balken durch Effektiv- und Maximalwerte im Sinne einer Prognosebandbreite

## 9. Schlussfolgerungen und Zusammenfassung

Für eine zuverlässige Anwendung des präsentierten Prognoseverfahrens wurden mehrere wesentliche Faktoren gefunden. Die Dauer der Messungen sollte möglichst viele Betriebszustände der WEA abdecken, vor allem aber den Volllastbetrieb. Die Messungen an Windparks beinhalten viele Störeinflüsse anderer WEAs, sodass eine Abschaltung dieser Anlagen während des Messzeitraums vorteilhaft bzw. sogar erforderlich ist. Die Stromleitungsführung im Boden sollte vorab geklärt und die Positionierung von Sensoren in deren Nahbereich vermieden werden, falls die Sensoren empfindlich auf Magnetfelder reagieren. Die Einflüsse der Gründungsart (Flach-/Tiefgründung) sowie evtl. Zusatzmaßnahmen (z.B. Baugrundverbesserungen) lassen sich anhand des numerischen Modells untersuchen und quantifizieren.

In diesem Beitrag wurde eine Methodik zur Prognose der von WEAs verursachten Bodenschwingungen bis in größere Entfernungen zu den Anlagen vorgestellt, um deren Störeinfluss auf hochsensible Geräte im Umfeld beurteilen zu können. Die Kombination von Schwingungsmessungen im Nahfeld der Anlage und eines numerischen Modells zur Prognose der Schwingamplitudenabnahme über größere Distanzen wurde anhand eines realen Projektes erfolgreich umgesetzt.

## 10. Literaturverzeichnis

- [1] Stammler, K., Friedrich, W.: Stellungnahme der Arbeitsgruppe Seismologie des "Forschungskollegiums Physik des Erdkörpers (FKPE)" zur Errichtung von Windkraftanlagen in Deutschland, 2013
- [2] Schofield, R.: Seismic Measurements at the Stateline Wind Project, Technical Note, 2001
- [3] Styles P., Stimpson, I., Toon, S., England R., Wright, M.: Microseismic and Infrasound Monitoring of Low Frequency Noise and Vibrations from Windfarms – Recommendations on the Siting of Windfarms in the Vicinity of Eskdalemuir, Scotland, Applied and Environmental Geophysics Research Group, Keele University, Großbritannien, 2005
- [4] Xi Engineering Consultants: Seismic vibration produced by wind turbines in the Eskdalemuir region, Bericht FMB\_203\_FINAL\_V5R, 15.05.2014
- [5] Fiori, I., Giordano, L., Hild, S., Losurdo, G., Marchetti, E., Mayer, G., Paoletti, F.: Study of seismic disturbances produced by the wind park near GEO600 and prediction for the wind park "il Faldo" considered for installation near VIRGO, Bericht VIR-NOT-PIS-1390-317, 07.04.2006
- [6] Widmer-Schnidrig, R., Forbriger, Th., Zürn, W.: Windkraftanlagen als seismische Störquellen, Bericht, Black Forest Observatory (BFO), Wolfach, 09.2012
- [7] Widmer-Schnidrig, R., Forbriger, Th., Zürn, W.: Windkraftanlagen als seismische Störquellen, Posterbeitrag, Jahrestagung der Deutschen Geophysikalischen Gesellschaft in Berlin, 2004
- [8] Institute of Environmental Sciences and Technology: IEST-RP-CC012.3, "Considerations in Clean Room Design", Arlington Heights / Illinois, 2015
- [9] Welch, P. D.: The use of Fast Fourier Transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms, IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, AU-15 (2): 70–73, 1967
- [10] Empfehlungen des Arbeitskreises 1.4 für Baugrunddynamik der DGGT, Stand 2002

## Analyse eines MKS-Modells zur Bewertung des dynamischen Triebstrangverhaltens einer direkt angetriebenen Windenergieanlage

**Daniel Lehser-Pfeffermann** M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **Tobias Müller**,  
Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes, Saarbrücken

### Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der rechnerischen Untersuchung des Schwingungsverhaltens einer direkt angetriebenen Windenergieanlage. Hierzu wird zunächst der Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells (MKS mit SIMPACK) für eine Referenzanlage erläutert. Als Vorbild dient die 5MW Getriebeanlage von NREL (Public-Basic-Design, offshore mit Getriebe), für die entsprechende Erweiterungen zur Definition eines direkt angetriebenen Generators vorgenommen werden. Neben der Modifikation des Regelverhaltens werden die wesentlichen elastischen Komponenten des Triebstrangs integriert und bei den Simulationen berücksichtigt.

Das hybride MKS-FEM-Modell setzt sich aus starren und flexiblen Körpern zusammen, um relevante Strukturverformungen von Turm, Triebstrangbauteilen, Gehäuse und Rotorblättern zu erfassen. Hierzu wird die modale Reduktion durch Verwendung von Koppelknoten sowie im Körper verteilter Sensorpunkte zur Auswertung verwendet. Die Generierung der reduzierten Matrizen erfolgt mit dem FE-Programm ABAQUS. Die zusätzlich definierten Sensorpunkte dienen als Referenzknoten zur Ermittlung der Schwingungsamplituden an ausgewählten Positionen der elastischen Komponenten (Triebstrangbauteile und Turmzentrum). Vorstudien zur Verifikation des Modells werden durchgeführt, um die Auswirkung von starrer und flexibler Modellierung auf die Strukturantwort aufzuzeigen. Als Regelung wird eine vereinfachte Regelungsstrategie verwendet, die sich aus einer Momenten- und Pitchwinkel-Regelung zusammensetzt. Diese ist geeignet, um ausgewählte Standard-Lastfälle nach IEC 61400 (u.a. auch Hochlauf, stationärer Betrieb) bei gegebenen Windfeldern zu analysieren. Die Ergebnisse der Resonanzanalyse werden anhand eines Campbell-Diagramms mit zugehörigen Schwingungsamplituden diskutiert. Als weiterführendes Ziel dieses Projektes soll ein Vergleich der berechneten Schwingungswerte mit definierten Grenzwerten auf Basis der VDI-Richtlinie 3834 (vgl. [5]) erfolgen, um auftretende Schwingungsamplituden mit den zu Grunde liegenden Ereignissen zu korrelieren.

## 1. MKS Modell der Turbine mit Triebstrang

Aufgrund der großen Komponentenabmessungen und zugehörigen Durchmesser direkt angetriebener Windenergieanlagen kommt der geeigneten Definition der Struktursteifigkeiten im Hinblick auf die schwingungstechnische Auslegung eine besondere Bedeutung zu. Zur Untersuchung prinzipieller Schwingungsphänomene wird ein akademisches Modell auf Basis der 5MW Getriebeanlage von NREL mit einem detaillierten Triebstrangaufbau und einem Controller verwendet [1]. Der Triebstrang setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen: Gehäuse mit Turmanschluss, stehende Achse bestehend aus Generator-Stator-Anbindung und Lagersitzen, Generator-Stator, Welle bestehend aus Generator-Rotor und Lagersitzen, Nabe mit Rotorblattanbindung.

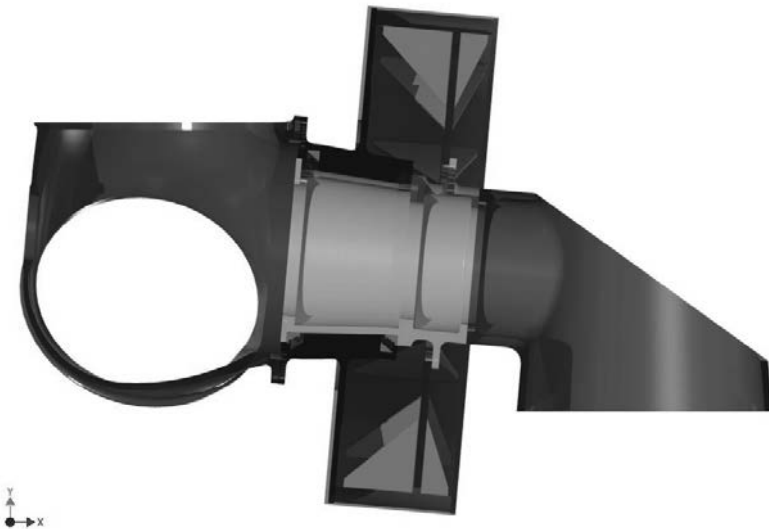


Bild 1: Triebstrang der direkt angetriebenen 5MW Windenergieanlage

Als Lagerung der drehenden Komponenten wird im vorliegenden Konzept eine angestellte Kegelrollenlagerung gewählt. Zur Verifikation des Simulationsmodells dienen Vorabstudien um den Einfluss der Komponentenelastizitäten auf die Eigenfrequenz und Berechnungszeit zu ermitteln.

## Einfluss der Kopplung mit Umgebung

Die Beschreibung der Kopplung zwischen Umgebung und dem Turmfundament kann starr oder elastisch erfolgen. Den Einfluss der Anbindungsart auf die Eigenfrequenzen zeigt Bild 2. Für die elastische Kopplung werden drei Rotationsfreiheitsgrade vorgegeben. Die Steifigkeit und Dämpfung sind über ein Bushing-Element im Modell definiert. Wie in Bild 2 zu erkennen ist, liegt der Unterschied bei maximal 10,8 % (Frequenz 8,46 Hz). Im unteren Frequenzbereich bis 2 Hz ist der Einfluss der Kopplung gering.

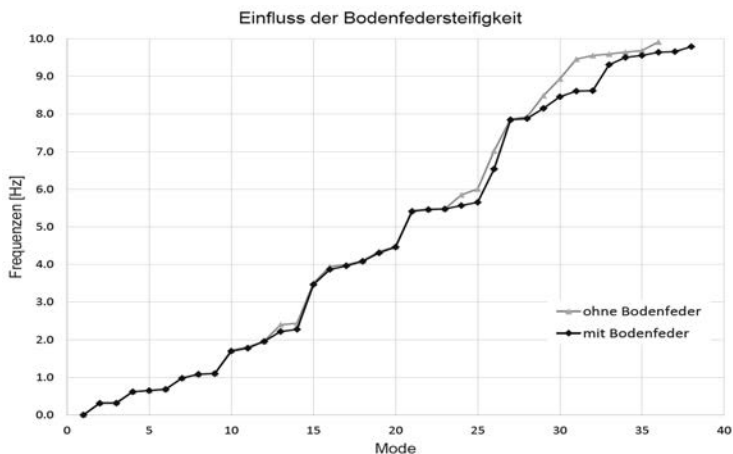


Bild 2: Einfluss der Kopplung zwischen Turm/Fundament-Umgebung auf die Eigenfrequenzen

## Einfluss unterschiedlicher Türme

Neben der Kopplung an die Umgebung hat das Turmkonzept einen wesentlichen Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Um diesen aufzuzeigen werden verschiedene Türme betrachtet. Dabei handelt es sich um einen Stahlrohrturm (Höhe: 100m) einen Gittermastturm (Höhe: 100m) und einen Hybridturm (Höhe: 140m). Im Bild 3 sind die Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung mit den unterschiedlichen Türmen dargestellt.

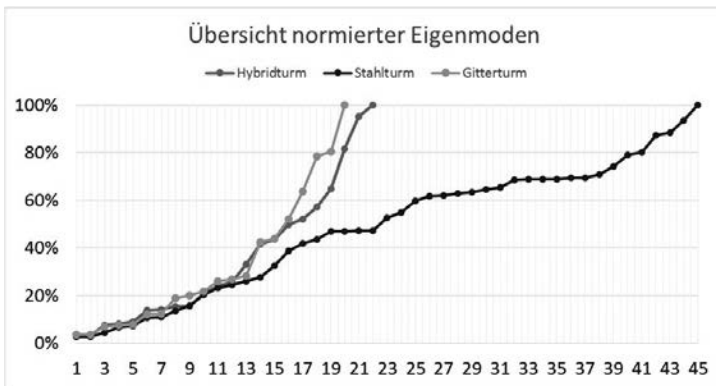


Bild 3: Vergleich normierter Eigenmoden (Gesamtanlage) bis 10 Hz

### Einfluss flexibler Modellierung der Triebstrangkomponenten

Bild 4 zeigt den Einfluss der flexiblen Beschreibung der einzelnen Triebstrangkomponenten auf die Eigenfrequenzen. Als Referenz dient die Beschreibung aller Komponenten als Starrkörper sowie eine komplett elastische Modellierung. Zu erkennen ist, dass die Abweichung zwischen komplett elastischer Modellierung aller Triebstrangkomponenten (all flex) im Vergleich zur ausschließlich flexiblen Modellierung der Welle und des Generator-Läufers (Welle flex) gering ist. Die mittlere Abweichung beträgt dabei 1%. Eine maximale Abweichung von 12 % liegt für eine Frequenz von 6,93 Hz vor.

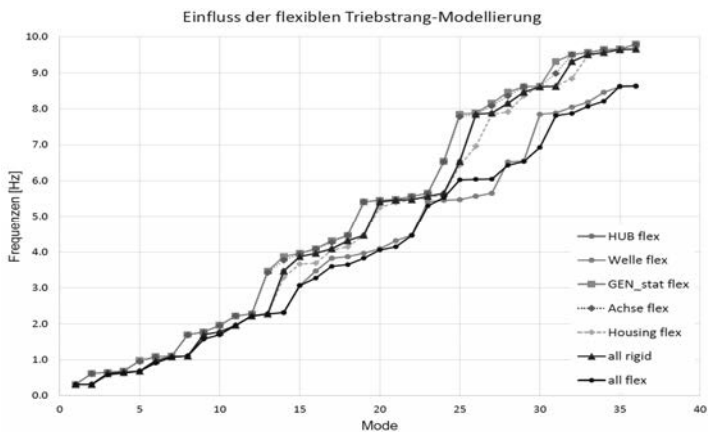


Bild 4: Vergleich der elastischen und starren Beschreibung der Triebstrangkomponenten auf die Eigenfrequenzen der Anlage

## 2. Definition der Messpunkte

In Anlehnung an die VDI-Richtlinie 3834 werden für die Untersuchung der Anregungsmechanismen (s. Abschnitt 3.) Messpunkte am Triebstrang-Modell definiert. Diese sind in Abbildung 5 basierend auf Anhang A (Bild A2) der VDI-Richtlinie 3834 dargestellt [2].

Im Modell sind an folgenden Positionen Sensorpunkte angebracht:

1. Turmmittelpunkt (Rotorkopf)
2. Lagerpunkt Upwind (rotorseitig)
3. Lagerpunkt Downwind (generatorseitig)
4. Nabenzentrum
5. Generator-Rotor 12:00Uhr Position
6. Generator-Rotor 9:00Uhr Position

Die Sensorpunkte erfassen die Verschiebungen (translatorische und rotatorische FHG), Geschwindigkeiten sowie Beschleunigungen während der Berechnung.

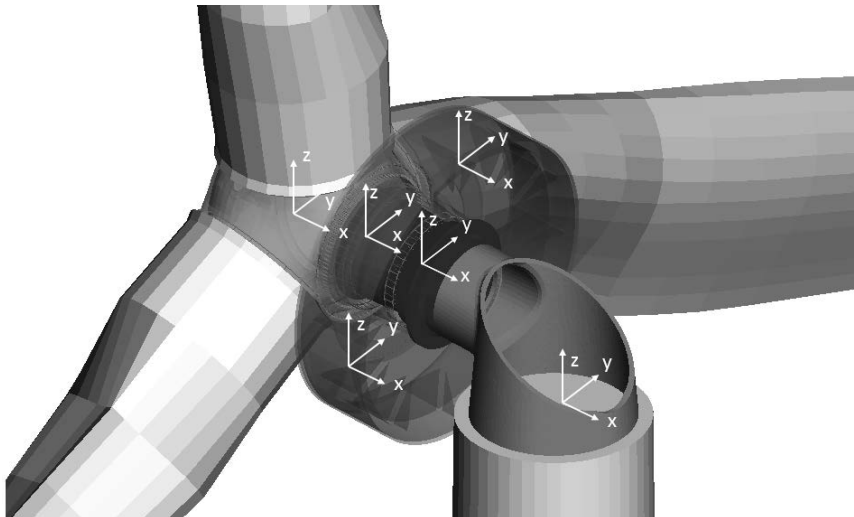


Bild 5: Übersicht der ausgewerteten Messpunkt am Triebstrang der Windenergieanlage

### 3. Parameterstudien zu Anregungsmechanismen

Das für die Parameterstudie verwendete Modell besteht aus dem Stahlrohrturm mit elastischer Kopplung an die Umgebung. Die Ergebnisse der Vorstudien (vgl. Abschnitt 1.) legen die Modellierungsart der Triebstrangkomponenten für die weiteren Analysen fest. Im Triebstrang ist die Welle bestehend aus Wellenstück mit Lageraußensitzen sowie Generator-Rotor flexibel beschrieben. Hintergrund sind dabei geringere Simulationszeiten (umgesetzte Modellierungsart zu komplett flexibler Beschreibung entspricht einem Faktor 4 in der Berechnungszeit) bei geringfügigen Abweichungen auf die Simulationsergebnisse. Die Lager werden zunächst als einfache Rotationsfreiheitsgrade ohne Steifigkeit vorgegeben. In der Rotorblattanbindung wird ebenfalls nur ein Freiheitsgrad mit einer Steifigkeit und Dämpfung vorgegeben. Die Rotorblätter sind ohne „Pre-bend“ aber mit Verwindung als flexible Körper modelliert. Die Vorgabe der Windfelder erfolgt mit dem „Hub-Height Wind Data File“ von AeroDyn [3]. Mit dieser Beschreibungsmöglichkeit kann unter anderem die konstante Windgeschwindigkeit, der Höhengradient sowie die Schräganströmung separat definiert werden. Dabei wird der Einfluss des resultierenden Turmvorstaus des Stahlturmes mit berücksichtigt.

#### 3.1 Fehlerhafte Blatteinbauwinkel

In einer ersten Studie wird der Einfluss eines beim Einbau fehlerhaft ausgerichteten Rotorblattes untersucht, siehe hierzu [4]. Hierfür wird an einem Rotorblatt der Einbauwinkel von  $-5^\circ$  bis  $+5^\circ$  bezogen auf Pitchwinkel  $0^\circ$  in  $1^\circ$  Schritten verändert. Eine Hochlaufrechnung aus dem Stillstand bei Vorgabe einer konstanten Auslegungswindgeschwindigkeit ( $11,4 \text{ m/s}$ ) sowie bei  $75\%$  ( $8,55 \text{ m/s}$ ) und bei  $125\%$  ( $14,25 \text{ m/s}$ ) wird für einen Zeitraum von 150 Sekunden durchgeführt. Zusätzlich wird der sich einstellende stationäre Zustand ausgewertet.



Bild 6: Definition der Winkelangabe des Einbauwinkels in der Simulation



### 3.2 Schräg-Anströmung des Rotors

Mit der Schräg-Anströmung des Rotors beschäftigt sich die zweite Parameterstudie. Das Windfeld wird hierbei so verändert, dass sich ein lateraler Gradient bezogen auf die Hochachse einstellt. Eine Variation in 5° Schritten im Bereich zwischen 0° und 30° wird für die Windgeschwindigkeiten 8,55 m/s und 11,4 m/s untersucht.

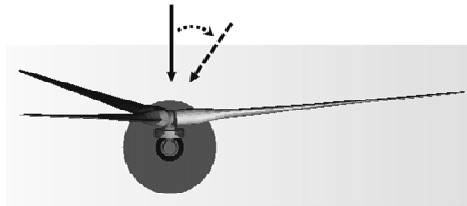


Bild 7: Darstellung der Schräganströmung des Rotors

### 4. Auswertung der Simulationsergebnisse

Zur Auswertung der Simulationsergebnisse werden zum einen der gesamte Hochlauf und zum anderen der sich stationär einstellende Zustand betrachtet. In Bild 8 ist ein Auszug der Signalverläufe dargestellt. Für den Hochlauf wird der gesamte Zeitbereich (0 s – 150 s) berücksichtigt. Der stationäre Zustand ist bei allen Simulationen im Bereich von 100 s – 150 s vorhanden und kann in diesem Zeitraum getrennt untersucht werden.

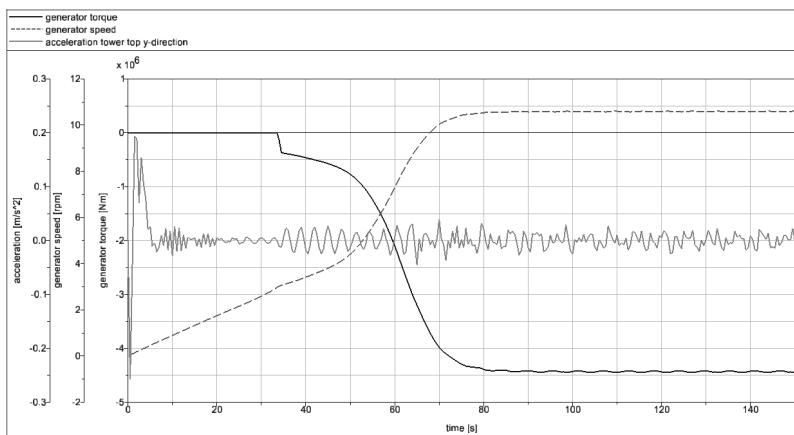


Bild 8: Auszug aus den Simulationsergebnissen für eine Rechnung bei 11,4 m/s ohne Windsicherung

Zur Diskussion der Ergebnisse werden die Amplituden-Spektren der translatorischen Beschleunigungen an den einzelnen Messstellen ausgewertet. Mit Hilfe eines Campbell-Diagramms können Beschleunigungsamplituden möglichen Resonanzstellen zugeordnet werden. Zusätzlich werden Aussagen zu Grenzwertüberschreitungen nach der VDI-Richtlinie 3834 angestrebt.

#### 4.1 Fehlerhafte Blatteinbauwinkel

Bild 9 zeigt das Campbell-Diagramm für die Rechnung mit niedriger Windgeschwindigkeit (8,55 m/s) und der sich nach dem Anlauf stationär einstellenden Drehzahl des Rotors.

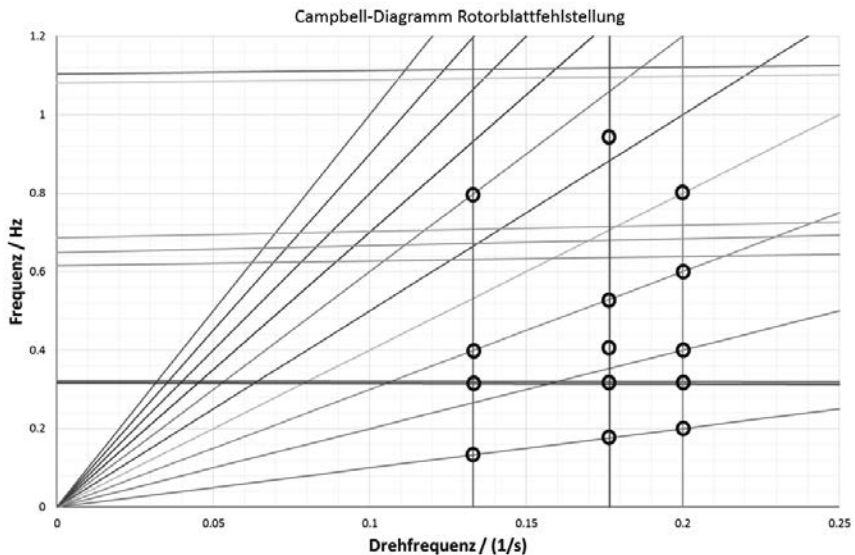


Bild 9: Campbell-Diagramm für die Anregung bei konstanter Zuströmung und einem fehlerhaften Blatteinbauwinkel für den stationären Zustand (nach 100 sec).

Zur Zuordnung der oben gekennzeichneten Resonanzstellen wird ein Amplituden-Spektrum erstellt. Die in Bild 10 auffallenden Anregungspunkte bei 0,32 Hz sowie 0,8 Hz sind im Campbell-Diagramm (Bild 9) markiert. Wie zu erkennen, wird mit einer Blattfehlerstellung von maximal  $\pm 5^\circ$  eine Unwucht im Rotor angeregt. Diese sind deutlich an erhöhten Amplituden in den 1P, 3P und 6P Schnittpunkten gekennzeichnet. Wesentliche Unterschiede ergeben sich bei der ersten Turmresonanzfrequenz. Die Beschleunigungs-Amplituden am rotorseitigen Lager in y-Richtung (lateral) sind in Bezug auf den korrekten Einbauwinkel bei einer po-

sitiven Verdrehung um 234,5% und bei einer negativen Verdrehung um 392,3% erhöht. Am selben Messpunkt liegt eine auffällige Stelle im Spektrum bei der Beschleunigung in z-Richtung (Turmhochachse) vor. Bei einem negativen Einbauwinkel verringert sich die Amplitude auf 68,5%. Im Gegensatz dazu ergibt sich bei positivem Einbauwinkel eine erhöhte Amplitude (137,2%). Die absoluten Schwingamplituden liegen dabei um Faktor  $10^3$  niedriger als der in der VDI-Richtlinie 3834 angegeben Grenzwert der Zonengrenze B/C = 0,3 m/s<sup>2</sup> und somit im unkritischen Bereich. Dabei ist zu bemerken, dass die MKS-Rechnung nicht mit Versuchsdaten kalibriert wurde.

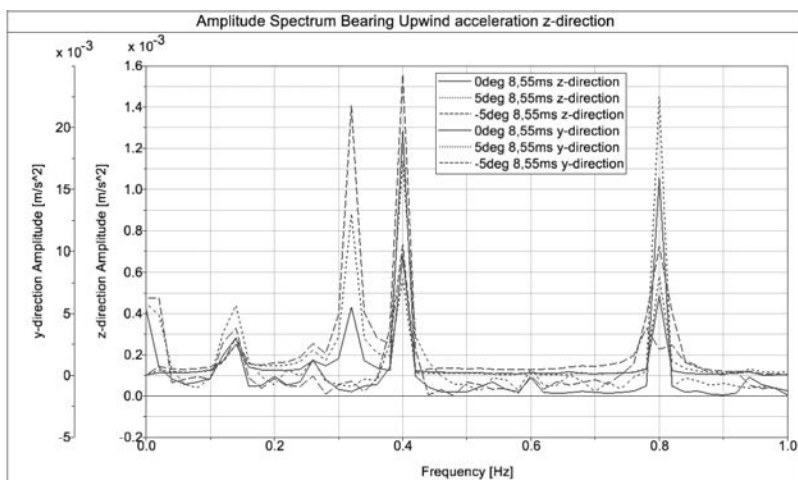


Bild 10: Beschleunigungs-Amplituden-Spektrum am Upwind-Lager in y- und z-Richtung für den neutralen sowie die maximalen Einbauwinkel (+5° und -5°)

Die zweite senkrechte Markierung zwischen 0,15 und 0,2 Hz im Campbell-Diagramm aus Bild 9 zeigt die aufgezeichneten Anregungen im stationären Fall bei Windgeschwindigkeiten von 11,4 m/s. Es ergeben sich ähnliche überhöhte Anregungsamplituden für die ersten Turmeigenfrequenz.

Bild 11 zeigt das Amplitudenspektrum der Turmbeschleunigung in y-Richtung (lateral). Hier sind im Vergleich zu Bild 10 die relativen Unterschiede der Amplituden geringer. Für die negative Verstellung ergeben sich Amplituden in Höhe von  $8,717 \cdot 10^{-3}$  m/s<sup>2</sup> welche 205,7% der Vergleichsamplitude (ohne Einbaufehler) betragen. Mit dem positiven Einbauwinkel ergeben

sich Abweichungen von 304,9%. Auffällig ist dabei, dass im Vergleich zur Simulation mit 8,55 m/s die Amplitude der negativen Verstellung geringer ist als jene der positiven Blattfehler. Wie zu erwarten ist, ergeben sich insgesamt bei größeren Windgeschwindigkeiten höhere Beschleunigungen.

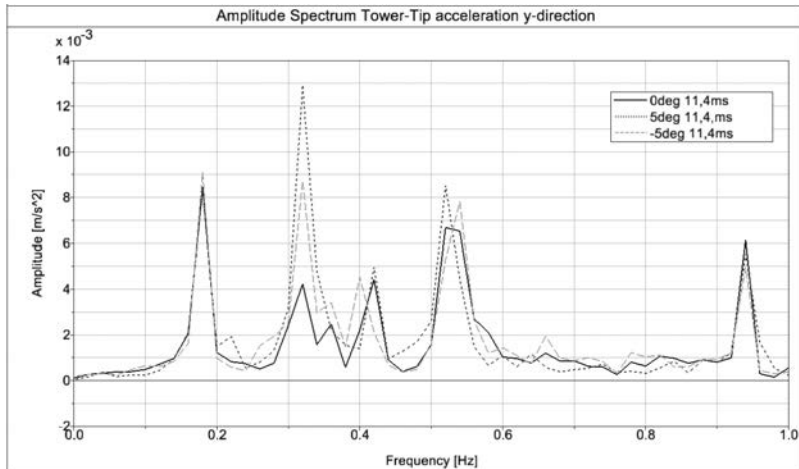


Bild 11: Beschleunigungs-Amplituden-Spektrum am Turmkopf in y-Richtung für den neutralen sowie die maximalen Einbauwinkel (+5° und -5°)

Ein ähnliches Verhalten der Amplitudenverläufe ist auch bei hohen Windgeschwindigkeiten von 14,25 m/s zu erkennen. Die dritte senkrechte Markierung in Bild 9 zeigen Schnittpunkte in der Nähe potentieller Resonanzstellen der zugeordneten Beschleunigungsamplituden (Bild 12).

Um den Einfluss des Pitchsystems zu überprüfen, sind die Pitch-Controller-Parameter entsprechend modifiziert. Dies bedeutet, dass der Controller eine geringe Ansprechzeit mit einer hohen Stellgröße des Regelsystems an der Pitchverstellung kombiniert. Aufgrund dessen oszilliert die Rotorgeschwindigkeit zwischen 12,4 rpm und 11,6 rpm mit einer Periodendauer von 5 s. Die sich ergebende Beschleunigung der Gondel in x-Richtung (axial, downwind-direction) zeigen sich als deutliche Peaks innerhalb der Amplituden-Spektren, siehe hierzu Bild 12. Kombiniert mit dem fehlerhaften Blatteinbauwinkel ergeben sich so Beschleunigungsamplituden in x-Richtung für die Schnittpunkte zwischen stationären Zustand mit 1P

und 2P im Bereich von  $0,98 \text{ m/s}^2$  bis  $1,08 \text{ m/s}^2$  an den ausgewerteten Generatormesspunkten. Diese liegen über den Grenzwerten der VDI-Richtlinie 3834.

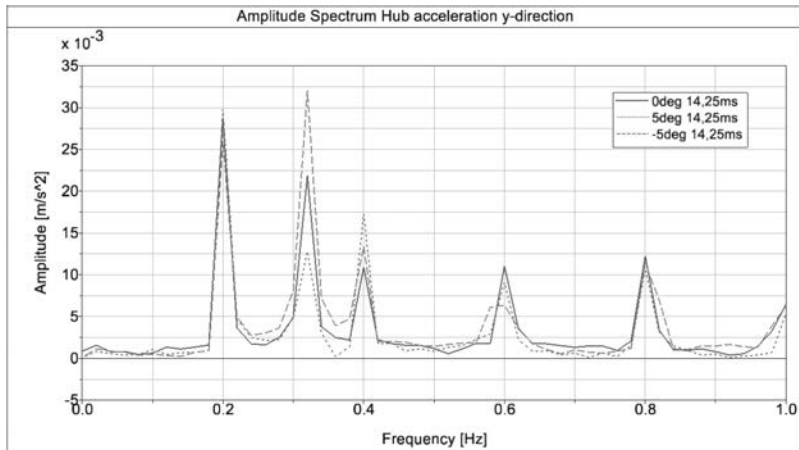


Bild 12: Beschleunigungs-Amplituden-Spektrum an der Nabe

#### 4.2 Schräganströmung des Rotors

Zur Auswertung der Simulationsergebnisse werden angeregte Frequenzen in das Campbell-Diagramm in Bild 13 eingetragen.

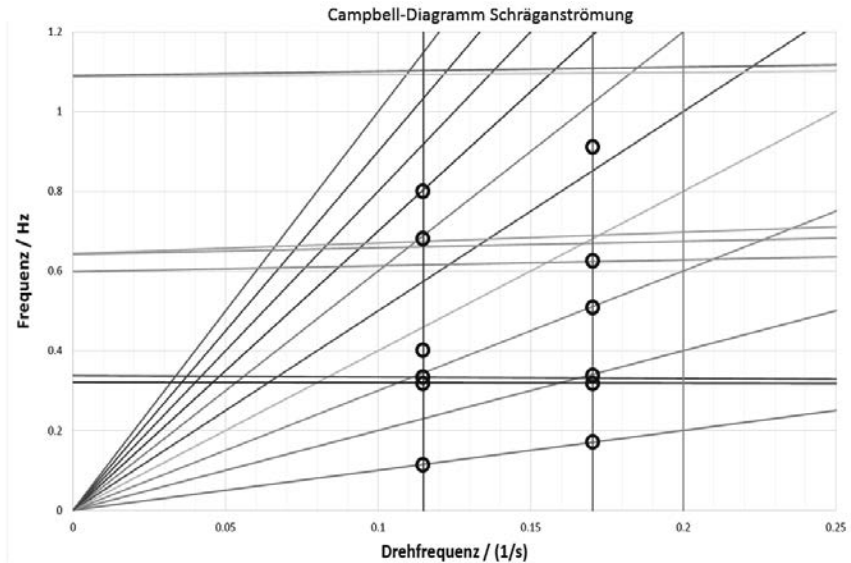


Bild 13: Campbell-Diagramm bei einer Schräganströmung mit konstanter Windgeschwindigkeitsvorgabe

Der Verlauf der Beschleunigungs-Amplituden an der Nabe in Bild 14 zeigt deutlich die Anregung der Turmeigenfrequenzen in x-Richtung (axial, flapwise). Aufgrund der Schräganströmung ergibt sich zudem eine Anregung der Turmeigenfrequenz (lateral, edgewise) bei großen Winkeln. Es bilden sich ausgeprägte Amplituden für die Rotoreigenfrequenz aufgrund der Unwucht. Da bei der Schräganströmung der Geschwindigkeitsanteil in x-Richtung sinkt, verschiebt sich die Beschleunigung zu niedrigeren Frequenzen und erreicht bei 30° eine Resonanzfrequenz des Turmes.

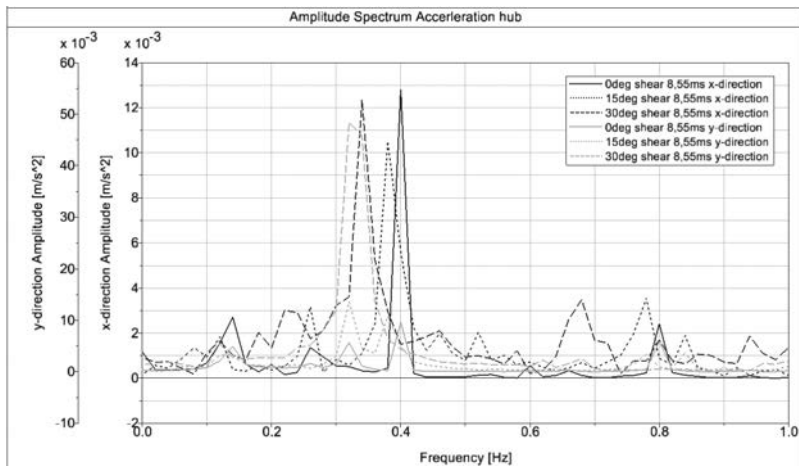


Bild 14: Beschleunigungs-Amplituden-Spektrum an der Nabe in x- und y-Richtung

Bei der höheren Windgeschwindigkeit von 11,4 m/s ergeben sich analoge Anregungsmechanismen wie bei 8,55 m/s. Aufgrund der höheren Drehzahl wird mit zunehmender Schräganströmung eine Anregung der ersten asymmetrischen Rotorblattschwingung (flapwise) bei 0,64 Hz identifiziert. Diese ist im Amplitudenspektrum in y-Richtung in Bild 15 bei der 30°-Kurve zu erkennen.

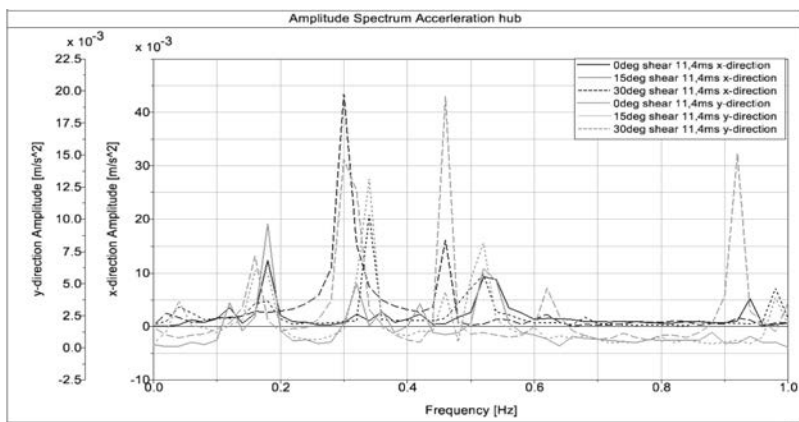


Bild 15: Beschleunigungs-Amplituden-Spektrum an der Nabe in x- und y-Richtung bei 11,4m/s

## 5. Zusammenfassung

Im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit wird zunächst in einer Vorstudie der Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells mit elastischen Triebstrangkomponenten untersucht. Angefangen vom Einfluss der elastischen Kopplung des Modells mit der Umgebung über die Auswirkung der flexiblen Modellierung des Triebstranges werden Analysen durchgeführt. Diese führen zur Definition eines MKS-Modells, welches bei geringer Rechenzeit wesentliche elastische Komponenten für die weiteren Studien berücksichtigt. Zur Untersuchung von Schwingungsanregungen werden anschließend Messpunkte am Triebstrang in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 3834 für Triebstränge mit Getriebe definiert.

Als Anregungsmechanismus wird in dieser Arbeit zunächst der Einfluss eines fehlerhaft ausgerichteten Rotorblattes (Einbauwinkel-Offset, abweichender Pitch-Null-Winkel) betrachtet. Über eine Variation des Winkels und für verschiedene konstante Windgeschwindigkeiten werden Hochläufe der Turbine simuliert. Die ausgewerteten Amplituden-Spektren in Kombination mit dem Campbell-Diagramm zeigen, dass bereits bei Fehlstellungen von  $1^\circ$  erhöhte Beschleunigungsamplituden detektiert werden. Bei  $\pm 5^\circ$  bezogen auf den korrekten Einbauwinkel sind die Amplituden um den Faktor 2,3 bzw. 4 verstärkt und regen aktiv die erste Turmeigenfrequenz an. Die gemessenen Beschleunigungsamplituden liegen dabei jedoch um den Faktor  $10^3$  niedriger als die in der VDI-Richtlinie 3834 vorgegebenen Grenzwerte. Diese Anregung wird drehzahlübergreifend festgestellt, wobei eine erhöhte Drehzahl verstärkte Beschleunigungen in denselben Frequenzbereichen liefert. Eine Überschreitung der Grenzwerte konnte in dieser Parameterstudie durch einen modifizierten Pitch-Controller erreicht werden, welcher das System durch Abbremsen und Beschleunigen mit einer Schwingung in x-Richtung (axial) anregt.

Ein zweiter Anregungsmechanismus befasst sich mit einer starken Schräganströmung (bis zu  $30^\circ$ ) des Rotors. Hierbei werden ebenfalls Hochlaufereignisse sowie die sich stationär einstellenden Betriebspunkte untersucht. Es ist dabei ein ähnliches Anregungsverhalten wie bei der Rotorblatt-Fehlstellung festzustellen. Durch größere Schräganströmungen ergeben sich Beschleunigungsamplituden, welche die erste Turmeigenfrequenz anregen. Bei starken Winkeln ist zudem eine Anregung der ersten Rotorblatteigenfrequenz zu beobachten. Auch bei diesen Simulationen liegen die Anregungsamplituden um den Faktor 3 bzw. 10 höher als zum normal angeströmten Rotor. Die Grenzwerte der VDI-Richtlinie werden dabei ebenfalls nicht überschritten.



Aufbauend auf den hier vorgestellten Ergebnissen soll in weiteren Studien das Schwingungsverhalten der Anlage näher betrachtet werden. Speziell soll dabei das Verhalten von Rotorunwuchten aufgrund von Eisbildung an den Rotorblättern oder Abweichungen in der Ausrichtungen zwischen drehenden und stehenden Triebstrangkomponenten untersucht werden (z.B. Generatorexzentrizitäten). Zudem ist geplant, das Modell neben einer Beschreibung der Lagersteifigkeiten um ein detaillierteres Generatormodell zu erweitern. Mit dieser Erweiterung wird das Ziel verfolgt, Anregungen aus dem elektrischen System zu berücksichtigen.

- [1] Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., Scott, G.: Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development. Technischer Report. Colorado 2009
- [2] VDI-Richtlinie 3834: Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten. 2014
- [3] Laino, D., Hansen, C.: User's Guide to the Wind Turbine Aerodynamics Computer Software AeroDyn, Salt Lake City 2002
- [4] Heilmann, C.: Fallstudie zur Häufigkeit von Blattwinkelfehlern sowie deren Einfluss auf die Betriebslasten von Windenergieanlagen. 6. VDI-Fachtagung „Schwingungen von Windenergieanlagen“ 2015
- [5] Gellermann, T., Kolerus, J.: Schwingungsbeurteilung und Diagnostik von Windenergieanlagen im Spiegel von Normen und Richtlinien 5. VDI-Schwingungstagung, Bremen 2014



## **Gekoppeltes elektromagnetisch-strukturdynamisches Oberwellenmodell eines Asynchrongenerators zur Analyse des Drehschwingungsverhaltens in Multi-Megawatt Windenergieanlagen**

### **Coupled Electromagnetic and Structural Dynamic Model of an Induction Generator for Analysis of Harmonics and Torsional Vibrations in Multi-Megawatt Wind Energy Systems**

Dipl.-Ing. **Sebastian Rick**, Dipl.-Ing. **David Franck**,  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. **Kay Hameyer**,  
Center for Wind Power Drives (CWD), RWTH Aachen University,  
Institut für Elektrische Maschinen (IEM), RWTH Aachen University

#### **Kurzfassung**

Antriebsstränge von Windenergieanlagen erfahren Belastungen basierend auf Drehschwingungen, welche zur beschleunigten Alterung und zum Ausfall der Anlagen führen. In dieser Arbeit wird ein Oberwellenmodell eines Asynchrongenerators vorgestellt, mit welchem drehschwingungsanregende Effekte in einer elektromagnetisch-strukturdynamischen Umgebung analysiert werden. Parasitäre Effekte, wie Wicklungs- oder Nutungsoberrfelder, werden im Modell untersucht. Es wird gezeigt, dass Schwingungen im elektromagnetischen Modell durch die Identifikation von elektromagnetischen Feder- und Dämpfungskonstanten mit einer Struktursimulation koppelbar sind.

#### **Abstract**

Torsional vibrations cause stresses in the drive train of a wind energy system, which result in system failures. In this work a model of an induction generator concerning harmonics is presented. The torsional vibrations are studied in an electromagnetic and structural dynamic environment. Parasitic effects such as winding and slotting harmonics are analyzed. It is shown, that the electromagnetic vibrations can be described through spring and damping factors, which is convenient for structural dynamic simulations.

## 1. Einleitung und Stand der Technik

Die Modellbildung von elektromechanischen Antriebssträngen gewinnt im Rahmen des Entwicklungsprozesses von modernen Windenergieanlagen (WEA) an Bedeutung. Um die Vorhersagbarkeit des Betriebsverhaltens einer WEA zu verbessern, werden immer höhere Anforderungen an die Modellierung der Komponenten gesetzt. Eine höhere Modelltiefe bietet die Möglichkeit zur Abbildung parasitärer Effekte, welche die Ursache für starke Belastungen im Antriebsstrang darstellen [1].

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Modellierung eines Asynchrongenerators im Kontext einer WEA. Eine Herausforderung bei der Modellierung ist die Berücksichtigung aller relevanten parasitären Effekte, um eine möglichst genaue Abbildung des realen Systems zu erhalten. Dabei stellt die elektromagnetisch-strukturdynamische Kopplung, welche bei der Erzeugung von Drehschwingungen vorherrscht, den Schwerpunkt dieser Arbeit dar.

Stand der Technik sind detaillierte elektromagnetische Modelle zur Betrachtung von Oberfeldern, welche aus verschiedenen parasitären Effekten resultieren. Auf mechanischer Seite existieren aufwendige Mehrkörpersimulationsmodelle von Generatoren, welche in numerischen Simulationsmodellen eingebettet, detaillierte Aussagen zum Schwingungsverhalten des Systems ermöglichen. Im Falle der Kopplung dieser Modelle, wird jedoch im Regelfall eine einseitige Modellkopplung herangezogen, welche z.B. die im elektromagnetischen Modellteil evaluierten Oberflächenkräfte an der Zahnkontur des Generators auf das strukturdynamische Modell aufträgt.

Das in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell basiert auf einem analytischen Oberwellenmodell zur elektromagnetischen Kraftanregung, welches parasitäre Effekte wie Wicklungsoberfelder oder Nutungsoberfelder beschreibt. Dieses Modell wird in MATLAB Simulink integriert und mit einem analytischen strukturdynamischen Modell geringer Modelltiefe gekoppelt. Bei der Kopplung ist die beidseitige Wechselwirkung der Modelle berücksichtigt.

Der beschriebene Modellierungsansatz wird zur Kopplung mit entsprechenden Modellen anderer Komponenten einer WEA, wie z.B. Getriebemodelle oder Umrichtermodelle ausgelegt. Eine Validierung der Simulationsergebnisse durch Messungen auf dem 4 MW Systemprüfstand des Center for Wind Power Drives (CWD) der RWTH Aachen University ist angestrebt.

## 2. Verwendeter Beispielgenerator

In dieser Arbeit wird ein 2,75 MW Beispielgenerator als Asynchronmaschine mit Schleifringläufer eingesetzt. Die Maschine hat 72 Stator- und 90 Rotorzähne und wird mit einer gesehenen Ganzlochwicklung modelliert. Im Bemessungsbetrieb wird ein effektiver Strangstrom von

ca. 2,5 kA bei einer verketteten effektiven Bemessungsspannung von 720 V gespeist. Die Polpaarzahl des Generators ist 3. Die Bemessungsdrehzahl beträgt  $1100 \text{ min}^{-1}$  und das Bemessungsdrehmoment ca. 25 kNm. Der Generator wird rotorseitig kurzgeschlossen und am Vollumrichter betrieben. Die Auswahl eines Generators mit gewickeltem Rotor ermöglicht dabei die Vermessung der Rotorströme zur besseren Validierung der Modelle.

### 3. Modellbildung des Generators

Das Generatormodell wird durch einen elektromagnetischen und einen strukturdynamischen Modellteil beschrieben. Die Kopplung wird dabei über die Momentandrehzahl  $n$  des Rotors der Maschine und das basierend auf der elektromagnetischen Feldtheorie berechnete Drehmoment  $M_{el}$  realisiert. Die Einkopplung eines mechanischen Antriebsmoments  $M_{an}$ , ausgehend von Getriebe, Hauptlager und Rotor der WEA, ist implementiert und in Bild 1 dargestellt.

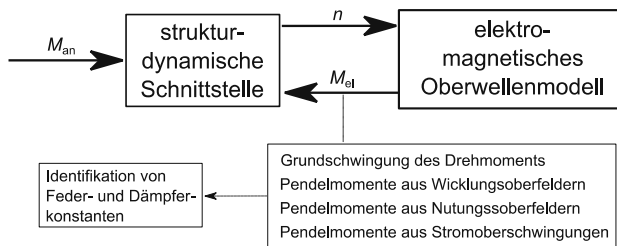


Bild 1: Strukturdiagramm des Modellaufbaus und Beschreibung der Modellkopplung.

#### 3.1 Strukturdynamische Modellbildung

Zur strukturdynamischen Beschreibung von Drehschwingung wird die Bewegungsdifferentialgleichung für erzwungene rotatorische Bewegungen angesetzt:

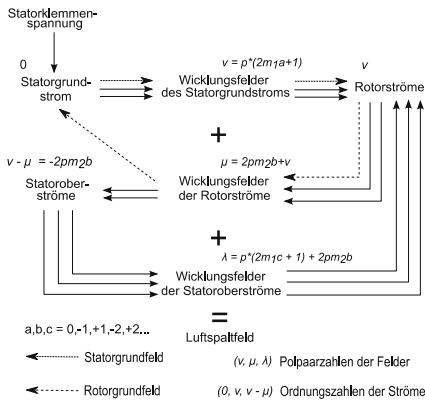
$$J\ddot{\varphi}(t) + d\dot{\varphi}(t) + k\varphi(t) = M_{\text{Last}}(t). \quad (1)$$

Die Variable  $M_{\text{Last}}$  beschreibt das Gesamtdrehmoment, welches dem vorliegenden Modell aufgeprägt wird. Dazu zählen das Antriebsmoment  $M_{an}$ , die Grundschwingung des elektrischen Drehmoments  $M_{el}$  und diverse Pendelmomente, welche aus parasitären Effekten resultieren. Der Winkel  $\varphi$  stellt die aktuelle Verdrehung des Rotors gegenüber dem Stator dar und entsprechend beschreiben die erste und zweite Ableitung von  $\varphi$  die Drehgeschwindigkeit und Drehbeschleunigung. Erstere ist direkt in die Drehzahl der Maschine überführbar. Die Massenträgheit  $J$ , die Dämpfungskonstante  $d$  und die Federkonstante  $k$  stellen die charakteristischen Größen des Massenschwingers dar. Durch Vorgabe des Antriebsmoments

$M_{an}$  und der charakteristischen Größen  $J$ ,  $d$  und  $k$  wird die aktuelle Beschleunigung, Drehzahl oder Position des Schwingers bestimmt. Werden weitere träge Massen dem beschriebenen System hinzugefügt und schwingungsfähig gekoppelt, handelt es sich um einen Mehrmassenschwinger. Im Folgenden wird gezeigt, dass das schwingungsfähige elektromagnetische System vergleichbar zu einer trägen Masse über die Kopplung durch elektromagnetische Feder- und Dämpfungskonstanten integrierbar ist.

### 3.2 Elektromagnetische Modellbildung

Das elektromagnetische Oberwellenmodell wird durch eine beidseitige Kopplung von Induktionsdrehfeldern zwischen Stator und Rotor des WEA Generators beschrieben (siehe Bild 2) [3]. Hierbei wird zunächst von einer rein sinusförmigen Statorklemmenspannung ausgegangen, die einen Statorgrundstrom zur Folge hat. Über die Ordnungszahl  $v$  werden die Polpaarzahlen der aus dem Grundstrom resultierenden Wicklungsfeldern im Luftspalt beschrieben, welche durch Induktion von Spannungen im Rotor, Rotorströme mit den Polpaarzahlen  $v$  zur Folge haben. Die aus den Rotorströmen gebildeten Wicklungsfelder mit den Polpaarzahlen  $\mu$  bewirken wiederum durch Induktion einen Beitrag zum Statorgrundstrom, erzeugen aber auch weitere Statoroberströme. Diese Oberströme führen zu Wicklungsfeldern mit den Polpaarzahlen  $\lambda$ , welche wiederum die Bildung von Rotorströmen zur Folge haben. In [3] ist gezeigt worden, dass diese Wicklungsfelder keine weiteren Rotorströme bewirken, die nicht schon in den Polpaarzahlen  $v$  enthalten sind. Die Gleichungen 2-4 beschreiben das resultierende Luftspaltfeld im Rotor (2), im Stator (3) und die Superposition beider Feldanteile (4).



Magnetisches Feld im Stator:

$$\lambda, b \underline{B}_1(x_1, t) = \frac{\mu_0 m_1 w_1}{\delta_{\text{eff}} \pi \lambda} \cdot \lambda k_{w1} \cdot b L_1 \sqrt{2} e^{j(\omega t - \lambda x_1 - 2pm_2 b \beta_2)} \quad (2)$$

Magnetisches Feld im Rotor:

$$\mu, v \underline{B}_2(x_2, t) = \frac{\mu_0 m_2 w_2}{\delta_{\text{eff}} \pi \mu} \cdot \mu k_{w2} \cdot v L_2 \sqrt{2} e^{j(\omega t - \mu x_2 - 2pm_2 b \beta_2)} \quad (3)$$

Superposition der Felder:

$$\underline{B}(x_1, t) = \sum_{\lambda} \sum_b \lambda, b \underline{B}_1(x_1, t) + \sum_{\mu} \sum_v \mu, v \underline{B}_2(x_1, t) \quad (4)$$

Bild 2: Berechnung der Luftspaltfelder im elektromagnetischen Oberwellenmodell. Beschreibung der Kopplung und Darstellungen der Feldgleichungen.

Die Variablen zur Beschreibung der Polpaarzahlen  $v$ ,  $\mu$  und  $\lambda$ , und die damit verknüpften Zählvariablen  $a$ ,  $b$  und  $c$ , beeinflussen die magnetische Feldbildung ebenso wie die Größen der Polpaarzahl  $p$ , effektiven Luftspaltweite  $\delta_{\text{eff}}$  und Oberwellenschlünfte  $s$ . Darüber hinaus haben stator- (Index 1) und rotorbezogene (Index 2) Größen, wie die Strangzahlen  $m_{1,2}$ , die effektiven Windungszahlen  $w_{1,2}$ , die Wicklungsfaktoren  $k_{w1,2}$  und die Bezugswinkel im zylindrischen Koordinatensystem  $\beta_{1,2}$  einen Einfluss auf die Feldbildung. Entscheidende Größen für die Berechnung der Wicklungsfelder sind die Oberströme  $I$  im Stator und Rotor, welche im folgenden Kapitel beschrieben werden.

### 3.2.1 Spannungsgleichung

Grundlage des elektromagnetischen Oberwellenmodells ist die Spannungsgleichung in Matrixform:

$$\begin{bmatrix} \underline{U}_1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} = \left( \begin{bmatrix} R \\ s \end{bmatrix} + j\omega \cdot [L] \right) \cdot \begin{bmatrix} b=0 I_1 \\ \vdots \\ b=b_{\text{max}} I_1 \\ v=p I_2 \\ \vdots \\ v=v_{\text{max}} I_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Dieses lineare Gleichungssystem enthält für jeden betrachteten Stator bzw. Rotoroberstrom eine weitere Zeile in der Matrix. Die Spannung  $\underline{U}_1$  wird als sinusförmige Eingangsspannung vorausgesetzt. Die Widerstandsmatrix  $R$  ist eine Diagonalmatrix und wird definiert aus geo-

metrischen Größen des Wicklungssystems. Sie ist verknüpft mit dem für jede Oberwelle verschiedenen Oberwellenschlupfen  $v_s$  und  $b_s$  (siehe Gleichungen 2, 3 und 5). Die Induktivitätsmatrix  $L$  wird durch Modellgrößen des Generators, wie die effektive Luftspaltweite  $\delta_{\text{eff}}$ , die Windungszahl  $w$  und die Polpaarzahlen  $\mu$  und  $\lambda$  definiert [4]. Die Induktivitätsmatrix ist in vier Teilmatrizen unterteilt, welche die Selbstinduktivitäten und Gegeninduktivitäten von Stator und Rotor beschreiben. Die Statoroberströme werden über die Laufvariable  $b$  und die Rotoroberströme über die Polpaarzahlen  $v$  dargestellt. Jede Polpaarzahl repräsentiert einen Oberstrom, welcher wiederum entsprechende Felder hervorruft.

### 3.2.2 Elektromagnetische Feldberechnung

Aus den berechneten Strömen werden die Polpaarzahlen des Luftspaltfeldes nach Gleichungen 2 bis 4 für Stator und Rotor unabhängig berechnet und danach superponiert. Neben den radialen Luftspaltflussdichten  $B_{1,y}$  und  $B_{2,y}$  werden tangentialen Komponenten des Luftspaltfeldes  $B_{1,x}$  und  $B_{2,x}$  berechnet und für die Kraftberechnung (siehe Gleichung 6) berücksichtigt [5, 6]. Durch Integration der tangentialen Kraftdichte entlang der Rotoroberfläche wird das Drehmoment der Maschine ermittelt (siehe Gleichung 7). In Bild 3 ist der räumliche Verlauf des Luftspaltfeldes und der Teilfelder resultierend aus Stator und Rotor über den Umfang der Maschine dargestellt. In diesem Fall werden die Wicklungs- und NutungsOberfelder von Stator und Rotor berücksichtigt.

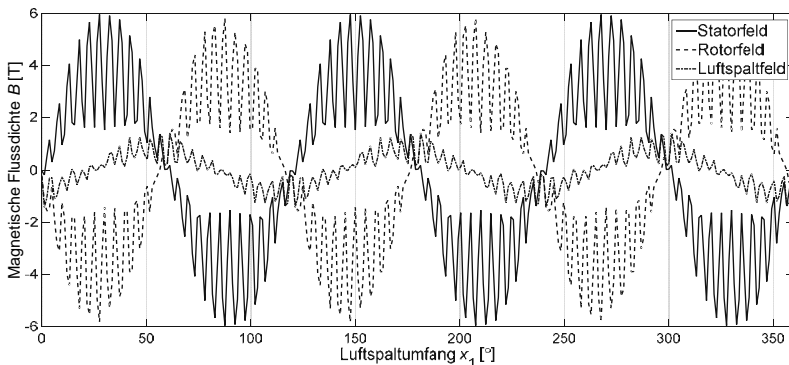


Bild 3: Verteilung des Luftspaltfeldes über den Umfang: Statorfeld, Rotorfeld und Superposition beider Felder als physikalisch wirksames Luftspaltfeld.



### 3.2.3 Berechnung der tangentialen Kraftdichte und des Drehmoments

Auf Grundlage der radialen und tangentialen Feldanteile im Luftspalt wird die tangentielle Kraft an der Rotoroberfläche durch

$$F_x(y_1, x_1, t) = \frac{l_F e r_\delta}{\mu_0} \left( \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{1,y}(y_1, x_1, t) \right) + \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{2,y}(y_1, x_1, t) \right) \right) \cdot \left( \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{1,x}(y_1, x_1, t) \right) + \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{2,x}(y_1, x_1, t) \right) \right) \quad (6)$$

beschrieben. Das auf den Rotor wirkende Drehmoment wird durch

$$M(t) = \frac{l_F e r_\delta^2}{\mu_0} \int_{x_1=0}^{2\pi} \left( \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{1,y}(y_1 = 0, x_1, t) \right) + \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{2,y}(y_1 = 0, x_1, t) \right) \right) \cdot \left( \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{1,x}(y_1 = 0, x_1, t) \right) + \operatorname{Re} \left( \underline{B}_{2,x}(y_1 = 0, x_1, t) \right) \right) dx_1 \quad (7)$$

berechnet [7, 8]. Hierbei ist  $l_F$  die aktive Länge der Maschine und  $r_\delta$  der mittlere Luftspaltradius. Die Koordinate  $y_1$  beschreibt die Luftspalthöhe über dem Rotor, d.h. für  $y_1=0$  wird die Lösung auf der Rotoroberfläche ermittelt. Die tangentielle Kraftverteilung wird zeitlich über die Verdrehung des Rotors und räumlich entlang der Oberfläche des Rotors ausgewertet. Dabei wird jede Kombination aus Polpaarzahlen in der Feldverteilung einzeln bestimmt. Das Drehmoment wird, gegliedert nach Teilmomenten, für verschiedene Zeitpunkte berechnet. Bild 4 zeigt links den Verlauf der tangentialen Kraft an der Rotoroberfläche für einen beliebigen Zeitpunkt. In der rechten Darstellung wird der zeitliche Verlauf des Drehmomentes im Bemessungsbetrieb dargestellt. Die Kraftverteilung verdeutlicht, dass lokal sowohl positive als auch negative Kraftanteile in Bezug auf die Drehrichtung wirken. Um diese zu analysieren, werden parasitäre Effekte, welche Pendelmomente verursachen, untersucht.

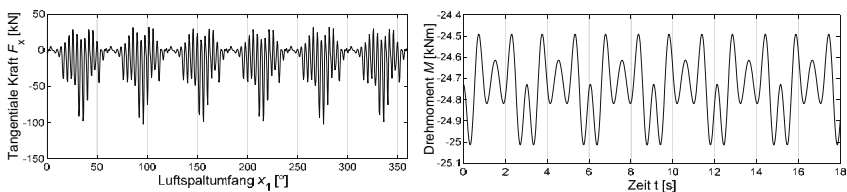


Bild 4: Kraftverlauf im Luftspalt entlang der Rotoroberfläche (links). Zeitlicher Verlauf des Drehmoments resultierend aus der Integration entlang des Luftspaltes (rechts).

## 4. Modellbildung von parasitären Effekten

In diesem Kapitel werden relevante parasitäre Effekte für den Generator einer WEA vorgestellt. Jeder genannte Effekt führt zu einer periodischen Beeinflussung des Drehmoments

und regt somit Drehschwingungen an. Die in dieser Arbeit betrachteten parasitären Effekte sind:

- Wicklungsoberfelder,
- Nutungsoberfelder,
- Exzentrizitätsoberfelder,
- externe elektrische Einflüsse auf den Generator, z.B. Stromüberschwingungen resultierend aus der Umrichtertaktung und
- externe mechanische Einflüsse, z.B. Drehschwingungen ausgehend von Lagerschäden oder Anregungen aus der Getriebeverzahnung.

Im Folgenden wird jeder parasitäre Effekt in seiner Wirkung erläutert, seine Implementierbarkeit in das Drehschwingungsmodell wird dargestellt und die Analogie zur Feder- und Dämpfungskonstante eines Massenschwingers aufgezeigt.

#### 4.1 Wicklungsoberfelder

Die Wicklung des WEA Generators wird durch den Zonungsfaktor und Sehnungsfaktor abgebildet. Der Einfluss der Wicklung auf die Feldverteilung wird durch die Wicklungsfaktoren  $k_{w1,2}$  (Gleichung 2 bis 4) berücksichtigt. Im elektromagnetischen Modellteil werden die hierfür relevanten Feldanteile unabhängig ausgewertet und entsprechende Teildrehmomente ermittelt. Bild 5 zeigt eine Testsimulation des Modells. Hierbei wird ein Hochlauf am starren Netz simuliert und nach 10s eine Belastung mit Bemessungsmoment auf mechanischer Seite aufgeschaltet. Eine Auswahl der niedrigsten Polpaarzahlen der Wicklungsoberfelder wird in dieser Simulation berücksichtigt. Das Modell beschreibt auf elektromagnetischer Seite den stationären Betrieb zum jeweils betrachteten Zeitpunkt, d.h. beim Anfahren bzw. beim Laststoß sind keine transienten Effekte berücksichtigt, weshalb keine resultierenden Überschwingungen im Drehmoment zu erkennen sind. Auf mechanischer Seite wird eine Trägheit zur Beschreibung des Rotors des Generators modelliert. Teilmomente, resultierend aus einzelnen ausgewählten Wicklungsoberfeldern, werden ausgewertet (siehe Bild 5, unten rechts). Das dargestellte Teilmoment hat eine große Amplitude von ca. 5 kNm. Es ist zu beachten, dass aufgrund unterschiedlicher Laufrichtungen der Feldwellen sich die Teilmomente im Gesamtmoment teilweise gegenseitig aufheben. Die dominante Amplitude im Teildrehmoment während der Beschleunigungsphase in den ersten 8 Sekunden (Bild 5, unten rechts) ist auf die Trägheit des magnetischen Feldes zurückzuführen. Daraus folgt, dass in Gleichung 1 ein Pendelmoment der Form

$$M_{wick} = J_{Feld} \cdot \ddot{\varphi} \quad (8)$$

als Teilkomponente von  $M_{\text{Lasr}}$  anliegt. Über die vorliegende Beschleunigung und die Berechnung des Drehmoments aus Gleichung 7 ist die elektromagnetische Trägheit des Luftspaltfeldes  $J_{\text{Feld}}$  definiert.

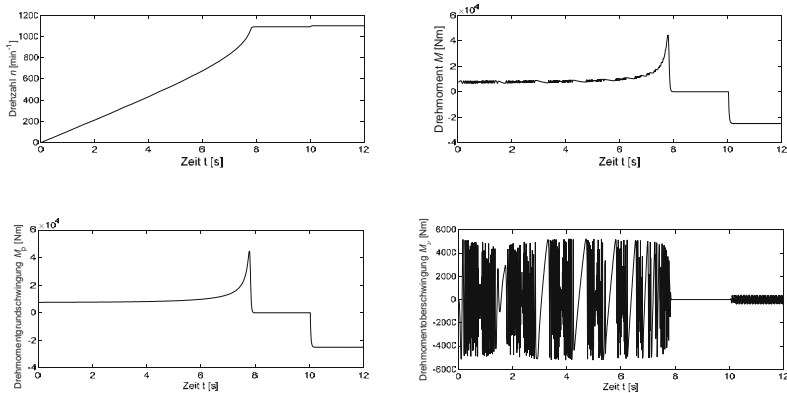


Bild 5: Hochlauf der Asynchronmaschine am starren Netz und Belastung mit Bemessungsmoment (generatorisch). Zeitlicher Verlauf der Drehzahl (oben links). Zeitlicher Verlauf des gesamten elektrischen Moments (oben rechts), der Grundschiwingung des elektrischen Moments (unten links) und einer dominanten Oberschwingung des elektrischen Moments (unten rechts).

#### 4.2 Nutungsobertfelder

Aufgrund einer Leitwertvariation entlang des Luftspaltes entstehen parametrische Oberfelder [7], welche auch als Nutungsobertfelder oder Nutharmonische bezeichnet werden. Die Nutharmonischen werden über eine Permeanzfunktion (siehe Bild 6, links) abgebildet, welche mit Hilfe der Theorie der konformen Abbildungen bestimmt wird [9]. Der Verlauf des Luftspaltfeldes unter Berücksichtigung der Nutungsobertfeldern wird in Bild 6, rechts dargestellt. Eine Schrägung des Generators hat zur Folge, dass die beschriebenen Nutungsobertfelder stark reduziert werden, weshalb aus Zwecken der Anschaulichkeit eine Simulation ohne Schrägung durchgeführt worden ist, um die Einflüsse der Nutharmonischen darzustellen. Die Amplitude der Statornutharmonischen kommt bei diesem Fall auf ca. 10% des Bemessungsdrehmoments. Im Falle einer Schrägung jedoch, verschwinden die Anteile der Nutharmonischen völlig.

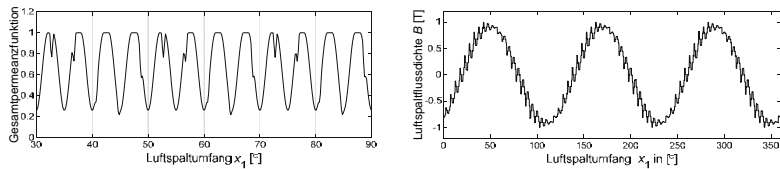


Bild 6: Gesamtpermeanzfunktion als Superposition von Statorpermeanz- und Rotorpermeanzfunktion (links). Luftspaltfeld des WEA Generators unter Berücksichtigung der Nutung (rechts).

In Bild 7 ist der zeitliche Verlauf der tangentialen Kraft an einer festen Position im Luftspalt an der Oberfläche der Rotorzahnkontur für das zuvor beschriebene Testszenario berechnet worden. Wie auch in der räumlichen Verteilung der tangentialen Kraft in Bild 4 dargestellt ist, wechselt die wirkende Kraft ihr Vorzeichen. Die Pendelung des mit diesen Kraftänderungen einhergehenden Drehmoments hat eine dämpfende Wirkung auf den Drehmomentverlauf.

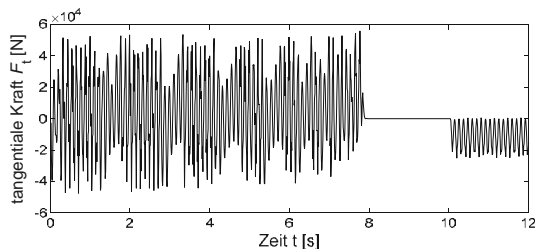


Bild 7: Zeitlicher Verlauf der tangentialen Kraft  $F_t$  an einer festen Position an der Rotoroberfläche des Generators.

Gemäß Gleichung 1 kann eine zusätzliche elektromagnetische Dämpfungskonstante bestimmt werden, die sich über die wirkende tangentialen Kraft, bzw. das entsprechende Teilmoment und den Positionswinkel des Rotors ergibt.

### 4.3 Exzentrizitätsoberfelder

Bei der exzentrischen Lage des Rotors im Stator, bewegt sich der Rotormittelpunkt  $W$  mit beliebiger Geschwindigkeit um den Statormittelpunkt  $0$  (siehe Bild 8). Dabei ergeben sich zwei Grenzfälle: auf der einen Seite bewegt sich der Rotormittelpunkt mit der Winkelgeschwindigkeit des Rotors (dynamische Exzentrizität) und auf der anderen Seite steht der Rotormittelpunkt relativ zur Winkelgeschwindigkeit des Rotors (statische Exzentrizität) [10]. Basierend auf dieser Theorie wird in [11] die elektromagnetische Feldberechnung für Exzentrizitätsoberfelder dargestellt und über die Berechnung von radialen und tangentialen Kraftkomponenten Rückschlüsse auf die Anregung der Struktur gezogen. Die wirkende Radialkraft wirkt dabei im Zusammenspiel mit dem exzentrischen Versatz als elektromagnetische Feder, während die Tangentialkraft zu einer elektromagnetisch verursachten Dämpfung führt. Die Dämpfungskonstante wird durch

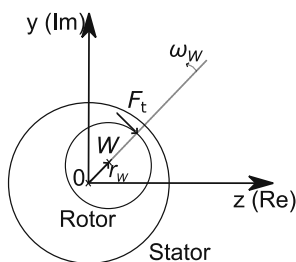


Bild 8: Dämpfende Kraftwirkung im Generator basierend auf einer exzentrischen Bewegung des Rotors im Stator.

Exzentrizitätsoberfelder dargestellt und über die Berechnung von radialen und tangentialen Kraftkomponenten Rückschlüsse auf die Anregung der Struktur gezogen. Die wirkende Radialkraft wirkt dabei im Zusammenspiel mit dem exzentrischen Versatz als elektromagnetische Feder, während die Tangentialkraft zu einer elektromagnetisch verursachten Dämpfung führt. Die Dämpfungskonstante wird durch

$$d_e = -\frac{F_t}{\frac{dr_W}{dt}} \quad (9)$$

definiert. Dabei beschreibt  $r_W$  den Versatz des Rotormittelpunkts  $W$  vom Statormittelpunkt  $0$  und

$$\omega_W = \frac{dr_W}{dt} \quad (10)$$

die Winkelgeschwindigkeit des drehenden Vektors  $r_W$  (siehe Bild 8).

### 4.4 Stromüberschwingungen

Eine nicht ideal sinusförmige Spannung an den Maschinenklemmen führt neben dem Grundstrom zu Oberströmen, welche von außen auf den WEA Generator einwirken. Diese Oberströme können ihren Ursprung in der Taktung des Umrichters oder in netzseitigen Einflüssen haben. Die Einleitung einer variablen Spannung mit variabler Frequenz zur Abbildung von Umrichtereinflüssen wird in folgenden Arbeiten untersucht. Das Modell bietet die Möglichkeit durch das Einprägen von harmonischen in der Spannung in Gleichung 5, Oberschwingungen im Strom (siehe Bild 9) zu beschreiben. Diese führen wiederum zu Feldoberwellen im Luftspaltfeld und erzeugen analog zu den Wicklungsfeldern Pendelmomente die am Rotor des Generators anliegen.

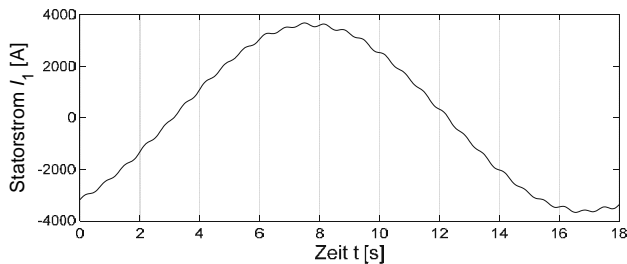


Bild 9: Statorstrom unter Berücksichtigung von extern einwirkenden Oberfeldeffekten durch den Umrichter und das Netz.

#### 4.5 Mechanisch angeregte Drehschwingungen

Neben dem Einfluss von elektrischer Seite haben bei der elektromagnetisch-struktur-dynamischen Kopplung auch extern eingeprägte Drehmomente, bzw. Drehzahl-schwingungen einen Einfluss auf die Feldbildung in der elektrischen Maschine. An dieser Stelle sind mechanisch angeregte Drehschwingungen zu nennen. Diese resultieren beispielsweise aus einem Lagerschaden im Hauptlager oder aus einer angeregten Schwingung in der Verzahnung des Getriebes. Eine Analyse dieser Effekte wird in weiteren Arbeiten durchgeführt.

### 5. Zusammenfassung und Ausblick

Für die Bewertung von Belastungen an Generatoren von Windenergieanlagen (WEA) liegt ein elektromagnetisch-struktur-dynamisches Oberwellenmodell einer Asynchronmaschine vor. Im Fokus stehen dabei die angeregten Drehschwingungen welche auf der einen Seite auf mechanischen Anregungen von Drehmomenten und auf der anderen Seite auf den elektrischen Drehmomenten basieren. Das Oberwellenmodell ermöglicht die Beschreibung von parasitären Effekten im WEA Generator und verknüpft diese mit der damit verbundenen mechanischen Schwingungsanregung. Damit ist eine Beschreibung der elektromagnetisch angeregten Drehmomente durch Feder- und Dämpfungskonstanten möglich.

Die Modellierung wird in Forschungsvorhaben weitergeführt und detailliert. Die Schnittstelle zu anderen WEA Komponenten, wie Getriebe und Umrichter wird erarbeitet und die damit verbundenen Drehschwingungen analysiert. Die Modellbildung wird für verschiedene Modell-tiefen durchgeführt. Somit wird die Erweiterbarkeit des stationären Oberwellenmodells hinsichtlich transientem Betrieb untersucht. Weiterführend ist die Validierung der Modelle durch

Messungen am Systemprüfstand des Center for Wind Power Drives (CWD) der RWTH Aachen University geplant.

## 6. Literaturangaben

- [1] Whittle, M. Shin, W. Trevelyan, J. Wu, J.: *A Parametric Investigation of the Effect of Generator Misalignment upon Bearing Fatigue Life in Wind Turbines*. In: Proceedings of the EWEA Conference (EWEC), Brussels, 2011.
- [2] Berroth, J. Bi, L. Matzke, D. Werkmeister, A. Schelenz, R. Jacobs, G.: *Nacelle Test Benches for Model Validation*. In: Simpack Wind and Drive Train Conference, 2015.
- [3] Oberretl, K.: *Field-harmonic theory of slip-ring motor taking multiple armature reaction into account*. In: Proceedings of Institution of Electrical Engineers 117 (1970), August, Nr. 8, S. 1667-1674.
- [4] Oberretl, K.: *Allgemeine Oberfeldtheorie für ein- und dreiphasige Asynchron- und Linearmotoren mit Käfig unter Berücksichtigung der mehrfachen Ankerrückwirkung und der Nutöffnungen*. In: Archiv für Elektrotechnik 76 (1993), Nr. 3, S. 201-212.
- [5] Bolte, E.: *Elektrische Maschinen: Grundlagen Magnetfelder, Wicklungen, Asynchronmaschinen, Synchronmaschinen, Elektronisch kommutierte Gleichstrom-maschinen*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [6] Oberretl, K.: *Das zweidimensionale Luftspaltfeld einer Drehstromwicklung mit offenen Nuten*. In: Archiv für Elektrotechnik 53 (1970), Nr. 6, S. 371-381.
- [7] Seinsch, H. O.: *Oberfelderscheinungen in Drehfeldmaschinen: Grundlagen zur analytischen und numerischen Berechnung*. Teubner, 1992.
- [8] Spä, B. Oberretl, K.: *Die Berechnung der Vertikalkraft beim einseitigen asynchronen Linearmotor mit Käfig im Sekundärteil*. In: Archiv für Elektrotechnik 65 (1982), Nr. 3, S. 139-154.
- [9] Hafner, M. Franck, D. Hameyer, K.: *Static Electromagnetic Field Computation by Conformal Mapping in Permanent Magnet Synchronous Machines*, IEEE Transaction on Magnetics, vol. 46, no. 8, pp. 30105-3108, 2010.
- [10] Frohne, H.: *Über den einseitigen magnetischen Zug in Drehfeldmaschinen*. In: Archiv der Elektrotechnik 51 (1968), S. 300-308.
- [11] Früchtenicht, J. Jordan, H. und Seinsch, H. O.: *Exzentrizitätsfelder als Ursache von Laufinstabilitäten bei Asynchronmaschinen, Teil 1: Elektromagnetische Federzahl und elektromagnetische Dämpfungskonstante*. In: Archiv für Elektrotechnik 65 (1982), S. 271-281.





## Famos 4 Wind

### A new method for the fatigue monitoring of wind turbines

**Steffen Bergholz, Dr. Jürgen Rudolph, Dr. Francis Fomi Wamba,**  
AREVA GmbH, Erlangen

#### Abstract

Modern state-of-the-art fatigue monitoring approaches gain in importance in the context of renewables such as wind turbines. Fatigue is of utmost importance in terms of potential damage mechanisms and in the perspective of scheduled plant lifetime periods of 20 years. A qualified fatigue monitoring approach considering the real loads provides

- the best possible knowledge of the state of the plant (protection of investment)
- the basis for long term operation projects and
- the basis for a load ranking within a wind park in case of partial load operation.

It is the aim to ensure a constant damage accumulation across the wind park. AREVA disposes of a long tradition in the development of fatigue and structural health monitoring solutions. The methodology established for power plant applications is transferred to mechanical loading conditions of components of wind turbines. The core challenge is the identification and qualified processing of realistic load-time histories. The related methodological requirements will be explained in detail. In terms of components of wind turbines, the wind loads are producing inner structural loads (forces and moments). Hence, the main target is gaining knowledge about the histories of these inner load series. The approach is based on a modern standard acceleration measurement at specific positions on the wind turbine tower.

The entire fatigue monitoring process can be described by the following workflow:

1. Measurement of the tower acceleration with modern acceleration measurement equipment;
2. Evaluation of displacement histories based on the acceleration measurements using double integration functions;

3. Calculation of internal loads histories based on the equation of motion and the knowledge of towers stiffness;
4. Scaling and superposition of elementary (unit) stress responses based on the internal load histories for getting component stress histories and
5. Evaluation of fatigue accumulation based on stress histories using classic methods of damage calculation on the basis of the Palmgren-Miner rule.

**Keywords:** Fatigue monitoring, Wind turbines, Complex realistic load histories, Multiaxial fatigue assessment, Long term operation

## 1 Introduction

Nowadays, the wish of the most realistic knowledge about the ageing condition of cyclically loaded structures often becomes a requirement defined by the equipment's owner. For optimization of life time cost the availability of an optimized maintenance plan is inevitable. Optimized maintenance means to know the actual condition of the technical equipment. Nowadays, CMS (condition monitoring systems) can answer partially to that requirement, but the classical CMS has its limitations. CMS is used in order to measure the actual conditions of the monitored machine and compare these data with preconfigured signal shapes. An upcoming difference is a first sign for an upcoming failure. This classical CMS approach is not directly applicable for the damage mechanism "Fatigue". The CMS approach has to be modified, because an upcoming fatigue failure is not measurable with classical measurement systems (e.g. temperature; acceleration; pressure ...). Note that the definition of a limiting Cumulative Usage Factor ( $CUF=1.0$ ) is an engineering crack size of 1-3mm depth. The change of the stiffness of the equipment is not measurable, or in other words if the stiffness change is measurable the remaining life time is often very short. Another way of detecting the fatigue usage factor has to be defined. During design processes of technical equipment the fatigue approaches of load  $\rightarrow$  stress simulation combined with rain flow cycle counting procedures and the application of the Palmgren-Miner damage accumulation rule is the standard process. The loads during the design are assumptions and are usually conservative. The real loads and the real fatigue usage of the machine are different. We suggest the use of the real load as a basis for online fatigue monitoring. The classical fatigue calculation approach, which was used during design, can be shifted to the real equipment. The new CMS fatigue approach is now visualized in Figure 1.



Fig. 1: New CMS fatigue approach

## 2 AREVA FATIGUE CONCEPT (AFC) [1]

The knowledge of possible differences between design loads and real loads led very early to the development of fatigue monitoring systems. Nowadays, these systems (e.g. FAMOS) are in operation for 25 years in nuclear power plants. The operator used that knowledge of highly fatigue loaded zones in order to improve the operational processes and for the maintenance organization (e.g. NDT). NDT is applied to the relevant positions and the effort is reduced to as much as necessary. The actual period of NPPs (nuclear power plants) is mainly dominated on one hand by longer design life time of NPPs (60years) or by LTO (long term operation) projects and on the other hand by stronger demands from authorities, codes and standards concerning fatigue (e.g. EAF - environmental assisted fatigue) [2] [3]. This led to the need of a substantial improvement of the fatigue calculation methods. AFC is AREVA's answer for handling the fatigue issues over the whole life time period of NPPs. All phases are included (design; commissioning and operation). AFC includes tools and methods for handling the fatigue topic very close to the customer's needs. The basic idea is to combine the complete damage evaluation process to the real loads by application of highly automated fatigue data evaluation methods. Using AFC, NPPs can archive the fatigue damage accumulation with adequate effort. The basic idea is doing "as much as necessary as low as possible". The wish of the most realistic knowledge about the ageing condition of cyclically loaded structures is not only given in nuclear power plants. The relevance of fatigue optimized design is also relevant in other industries, e.g. in the wind energy market. Due to steady variance of wind speed and other reasons caused by the applied technology, e.g. a special moment generated by the blade-tower interaction or local wind park effects, the main parts and components of a wind turbine are highly fatigue loaded. Additionally, difficult environmental conditions, e.g. in the offshore installation, are increasing the ageing situation. Design against the endurance limit is impossible in the wind energy market due to economic reasons of having the lowest cost of energy.

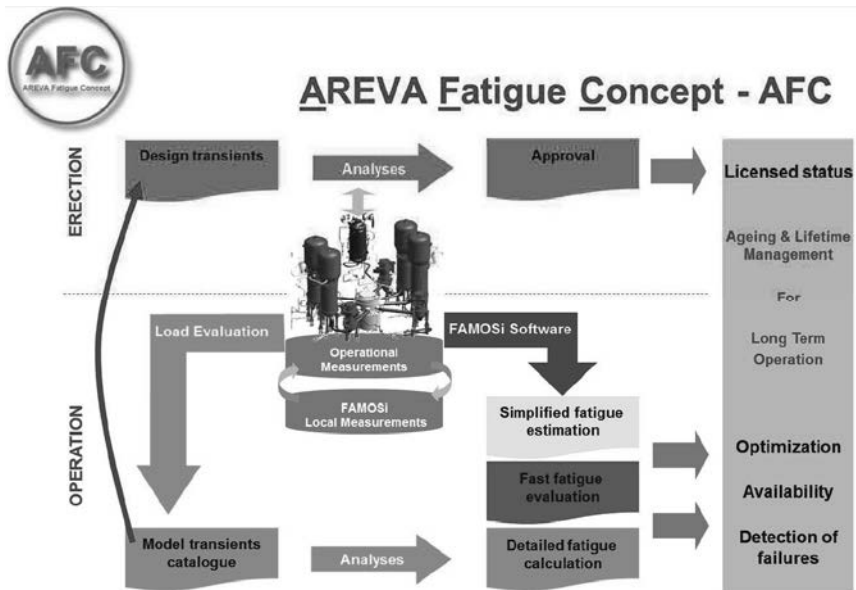


Fig. 2: Principles of the AREVA Fatigue Concept (AFC)

### 3 FAMOS 4 WIND

The decision of the German government for significant increase of usage of regenerative energy production gives the pressure for the development of highly efficient wind energy turbines. The improvement of efficiency is clearly linked to the life time of the wind turbine. Every year of additional operation of the equipment leads to a cost reduction and thus to a competitive energy price. Thus, the fatigue monitoring idea of the AREVA Fatigue Concept (AFC) is also applicable with some adaptations and modifications in the wind energy industry. The basic principle is the same:

“External load → acceleration of the equipment → measure the movement of the equipment → evaluate the measured load to an inner load correlation → evaluate stress histories → evaluation of fatigue accumulation”.

Monitored loads are mechanical (wind power plant) instead of thermal (NPP). As described before the measured accelerations will be transformed into displacements at measurement positions. As the stiffness of the wind tower is known the inner loads (forces and moments) at every position of the tower can be calculated. The simplest version is a monopile tower the mechanical

behavior of which can be described by the beam theory. Once the inner loads are known the determination of the stress tensors, scaling and superposition is done analogously. Certainly, the approach of choice has to be an online monitoring method, because due to steady occurrence and change of fatigue loads storage of measured loads over a longer period is not practicable.

“FAMOS 4 WIND“ works as follows:

The wind loads are producing always inner structural loads (forces and moments). The main target is getting the knowledge about the histories of these inner load series. Therefore a modern standard acceleration measurement system will be used at specific positions on the wind turbine tower. The measured accelerations are the dynamic answer of the tower to the external loads, e.g. wind; waves or rotor dynamic loads. Direct correlations to the inner loads are given. The new online fatigue monitoring concept of “FAMOS 4 WIND” uses the measured loads for the evaluation of the fatigue accumulation as follows:

Measurement of the tower acceleration with modern acceleration measurement equipment;

Evaluation of displacement histories based on the acceleration measurements using double integration functions;

Calculation of internal loads histories based on the equation of motion and the knowledge of towers stiffness;

Scaling and superposition of elementary (unit) stress responses based on the internal load histories for getting component stress histories and

Evaluation of fatigue accumulation based on stress histories using classic methods of damage calculation on the basis of the Palmgren-Miner rule.

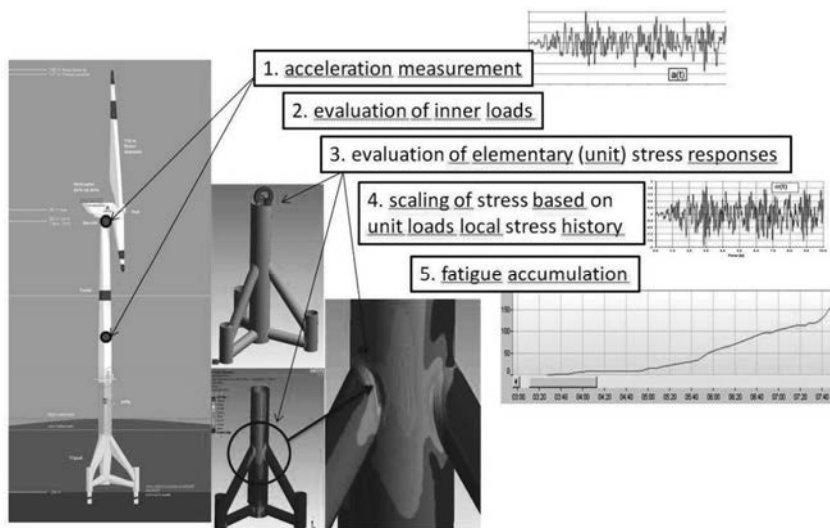


Fig. 3: Flow chart of fatigue monitoring of wind turbines

Using these methods a quasi-online fatigue monitoring becomes possible. The software evaluates the fatigue accumulation in a cycle of seconds. With only a few stable measurements (acceleration) a realistic assessment of the ageing condition of the entire tower can be done. The fatigue based ageing condition of the equipment is not unknown anymore and determined in a realistic way. The FAMOS 4 WIND is certainly an online data evaluation. Only the fatigue results will be stored in the default configuration.

#### 4 Fatigue based on the critical plane approach

Fatigue assessment of wind power plant components is usually based on damage parameters of critical planes, e.g. critical plane approaches as the load histories induce complex multiaxial non-proportional stress histories. In Germany, the fatigue assessment of wind power plant components is usually based on the guidelines of Germanischer Lloyd (GL 2010) [4]. The application of a critical plane approach includes the identification of the relevant loading cycle and the determination of the defined damage parameter on all potential planes at a candidate location. Note that there is a large number of fatigue criteria in the special literature based on critical plane approaches [5]. A recent discussion can be found e.g. in [6]. The standard approach applied here is based on GL 2010 [4]. Recently, an algorithm of iterative space angle discretization has been developed in order to save computing time in the context of the creep-fatigue evaluation of fossil power plant components [7]. The fatigue post processor of FAMOS 4 WIND can profit from this processing time accelerating approach.

#### 5 Summary

Using "FAMOS 4 WIND", the fatigue situation of wind turbines is not anymore unknown or strongly conservative. Due to that knowledge load ranking control measures of single wind turbines can be realized in a wind park with the goal of equal fatigue conditions in all turbines of a park. Furthermore, an improvement of maintenance planning can be archived. Last but not least the best possible knowledge of fatigue ageing conditions allows for decisions about LTO projects, at the end of reaching the design life. The goal of reduction of cost for energy production can be supported that way. This application of the simple principle of monitoring realistic fatigue accumulation based on real actual loads is possible with few modifications in other industries as well, e.g. transportation, chemistry, solar and others.

## 6 References

[1] Rudolph, J.; Bergholz, S.; Heinz, B.; Jouan, B.: AREVA Fatigue Concept – A Three Stage Approach to the Fatigue Assessment of Power Plant Components. In “Nuclear Power Plants”, edited by Dr. Soon Heung Chang, KAIST Department of Nuclear & Quantum Engineering, South Korea

<http://www.intechopen.com/books/nuclear-power-plants>

[2] U.S. Nuclear Regulatory Commission Regulatory Guide 1.207, 2007, “Guidelines for evaluating fatigue analyses incorporating the life reduction of metal components due to effects of the light-water reactor environment for new reactors”.

[3] Chopra, O. K., Shack, W. J., Effect of LWR Coolant Environments on the Fatigue Life of Reactor Materials, NUREG/CR-6909, ANL-06/08, February 2007.

[4] Germanischer Lloyd (GL): Rules and Guidelines. IV Industrial Services. Guideline for the Certification of Wind Turbines. GL 2010, Hamburg, Edition 2010.

[5] Karolczuk A., Macha E., 2005. A review of critical orientations in multiaxial fatigue failure criteria of metallic materials.

International Journal of Fracture 134, 267-304.

[6] Fesich, T.M.; Roos, E.; Schuler, X.; Herter, K.H.; Krätschmer, D., 2011. The MPA AIMlife concept for fatigue evaluation under complex loadings.

37th MPA Seminar, 6-7 October, 2011, Stuttgart, Germany

[7] Wang, J.; Steinmann, P.; Rudolph, J.; Willuweit, A.: Non-linear Creep-Fatigue simulation of P92 power plant components including welds.

40th MPA-Seminar, Stuttgart, Germany, October 6-7, 2014



# Erhöhung der Verfügbarkeit und des Ertrages durch Fehleranalyse und Rotorblattunwuchterkennung

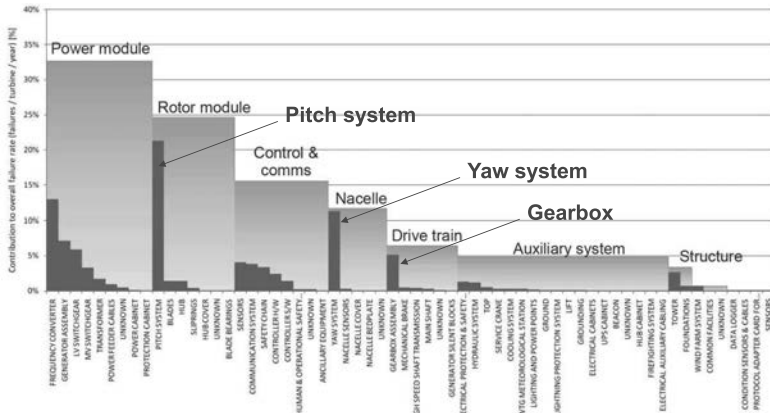
Dipl. Wirt.- Ing. (FH) **David König**, M.Sc. **Daniel Castro Uriegas**,  
TÜV Rheinland ISTec GmbH, Garching bei München

## Agenda

**1****Einleitung****2****Anomalien an der Blattstellung****3****Eisansatz an den Rotorblättern****4****Weg zur quantitativen Detektion****5****Portfolio**

## Einleitung

### Auszug aus Studie zu Ausfallursachen von WEA



Wilkinson and Hendriks 2011  
Veröffentlicht in Reliawind  
Markierungen: Auszug aus Präsentation TUM

## Einleitung

### Ausfallursachen und Einflüsse auf das dyn. Verhalten des Rotors

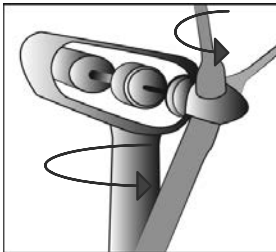
- Ein großer Anteil der mittels CMS überwachten WEA zeigen Auffälligkeiten, die das dynamische Verhalten des Rotors beeinflussen.
- Diese Anomalien sind i.d.R. zurückzuführen auf
  - Eine falsch justierte Windfahne
  - Einen driftenden Yaw durch Defekte an der Bremse
  - **Eine suboptimale Blattausrichtung**
  - **Eisansatz an Rotorblätter**



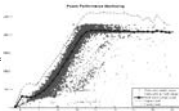
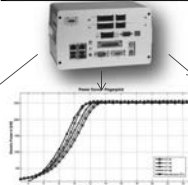
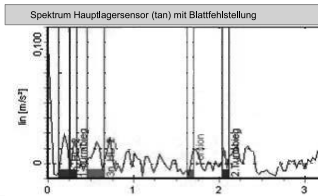
Durch eine kombinierte Überwachung von **Schwingungen am Hauptlager** und **verschiedenlicher Betriebsparameter** können diese frühzeitig erkannt werden.

## Einleitung

### Ausfallursachen und Einflüsse auf das dyn. Verhalten des Rotors



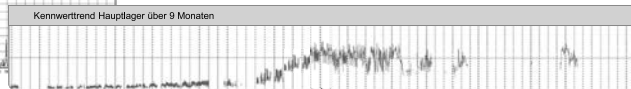
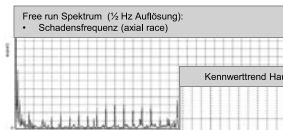
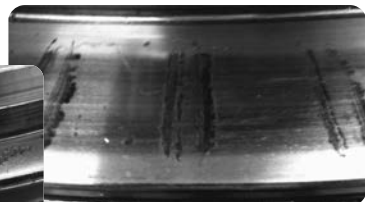
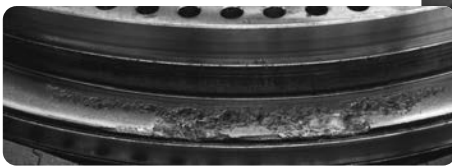
- Rotorbedingte Anregungen 1P, 3P werden mittels CMS schwingungsdiagnostisch erfasst.
- In Kombination mit den Betriebsparametern lassen sich Zusammenhänge und Auswirkungen besonders deutlich erkennen.



## Einleitung

### Auswirkung rotorbedingter Auffälligkeiten

- Ein unentdecktes, dynamisches Fehlverhalten des Rotor kann die Lebensdauer von Maschinenkomponenten durch erhöhten Lastenrag erheblich verkürzen.



- Schadensfrequenzen des Hauptlagers werden mittels CMS erfasst und überwacht.
- In Kombination mit einer bewerteten Analyse der Rotordynamik lassen sich konkrete Rückschlüsse ziehen und Präventionsmaßnahmen ableiten.

## Agenda

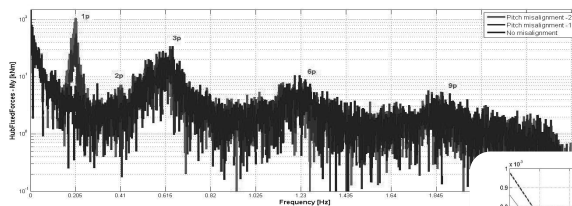
- 1 Einleitung
- 2 Anomalien an der Blattstellung
- 3 Eisansatz an den Rotorblättern
- 4 Weg zur quantitativen Detektion
- 5 Portfolio



## Anomalien an der Blattstellung

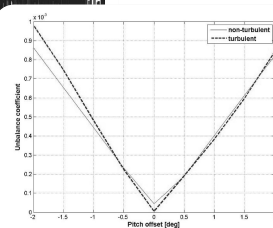
### MBS - Spektren bei simulierten Blattwinkelfehlern

- Schwingungsanalyse mit 2° und 1° Blattwinkelfehler
- Simulierte Messposition Hauptlager



$$\text{Unbalance coefficient} = C_{imb, Moments} = \frac{1p \text{ magnitude}}{\text{Dynamic pressure} \times \text{Area} \times \text{Radius}} = \frac{1p}{qAR}$$

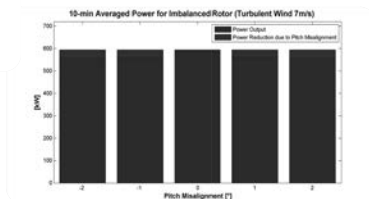
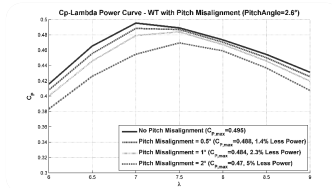
\*MBS = Multi Body Simulation



## Anomalien an der Blattstellung

### MBS - Betriebsparameter bei simulierten Blattwinkelfehlern

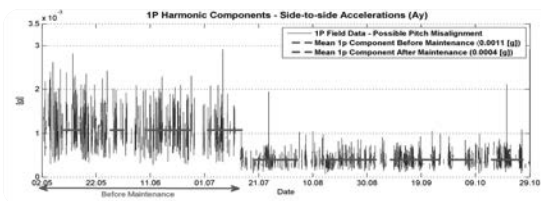
- Ertragsdefizite mit 2°, 1° und 0,5° Blattwinkelfehler



## Anomalien an der Blattstellung

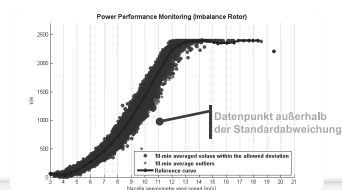
### Ergebnis der Analysen mit Abgleich mit realen CMS-Daten

- 1P Schwingungsanalyse



Aus MBS	
Blattwinkel- fehler (°)	Ratio
2	5,6
1,5	4,2
1	2,8
0,5	1,5
0	1,0
-0,5	1,3
-1	2,7
-1,5	4,0
-2	5,4

- Ertragsdefizit



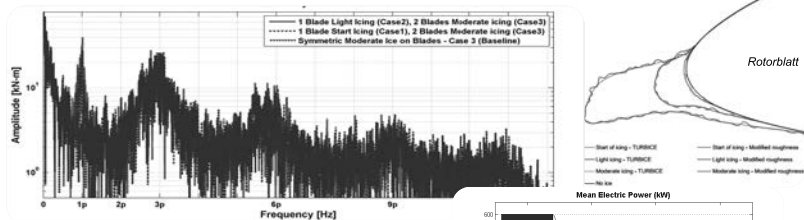
## Agenda

- 1 Einleitung
- 2 Anomalien an der Blattstellung
- 3 Eisansatz an den Rotorblättern
- 4 Weg zur quantitativen Detektion
- 5 Portfolio



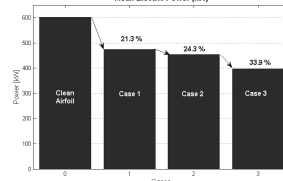
## Eisansatz an den Rotorblättern MBS - Eisbildung an den Rotorblättern

- Spektrum an der Messposition Hauptlager bei Eisbildung (Rime-Ice)



Ertragsdefizite bei Eisbildung an den Rotorblättern\*:

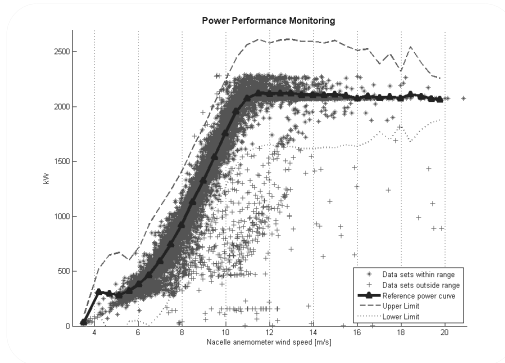
- Fall 1. Beginnende Vereisung (0.2-0.3 kg/m)
- Fall 2. Leichte Vereisung (2.5-3.5 kg/m)
- Fall 3. Fortschreitende Vereisung (7.1-9.4 kg/m)



\*Reference: S.H. T.W. Villo Turkia „Method for estimating wind turbine production losses due to icing“ as calculated for the Finnland Icing Atlas

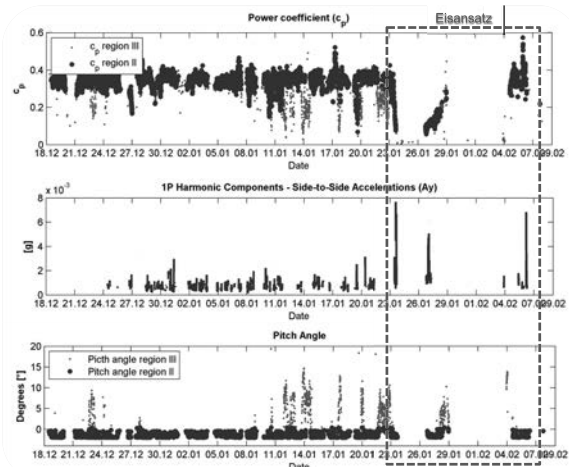
## Eisansatz an den Rotorblättern Betriebsparameteranalyse bei realer Eisbildung

- Abweichung von der Leistungskennlinie bei einer WEA mit Eisansatz



## Eisansatz an den Rotorblättern Fehleranalyse mittels CMS (Schwingungsdaten) und Betriebsparameter

- Leistungsverlust
- Hohe 1P-Schwingungsanteile
- Abweichung Wind – Blatteinstellwinkel



## Agenda

1

Einleitung

2

Anomalien an der Blattstellung

3

Eisansatz an den Rotorblättern

4

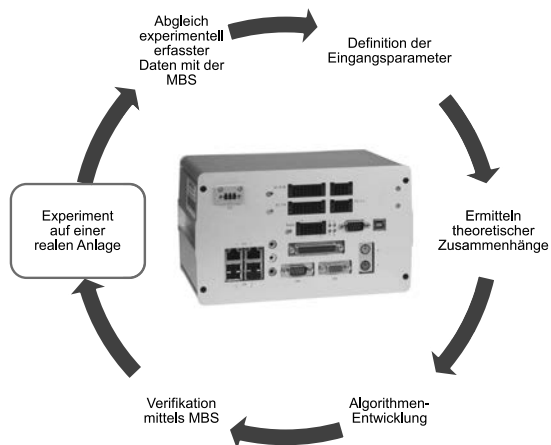
Weg zur quantitativen Detektion

5

Portfolio



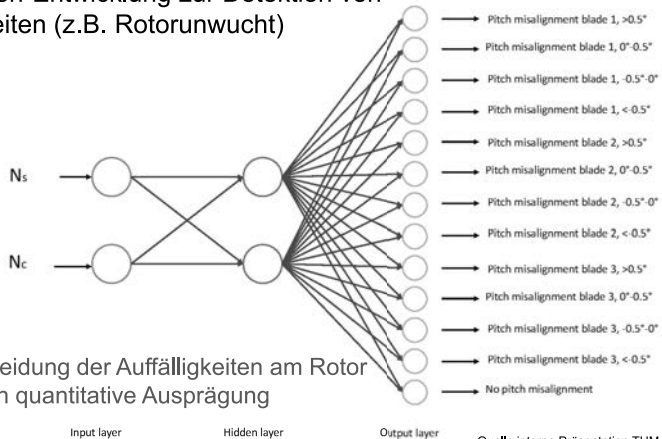
## Weg zur quantitativen Detektion Entwicklung einer Blattfehlstellungsdetektion





## Weg zur quantitativen Detektion Kooperation TÜV Rheinland ISTec / TUM

- Algorithmen-Entwicklung zur Detektion von Auffälligkeiten (z.B. Rotorunwucht)



Ziel: Unterscheidung der Auffälligkeiten am Rotor und deren quantitative Ausprägung

## Ziel bei Projektende: Anwendung des Blattfehlstellungsdetektions-Algorithmus

- Integration des Algorithmus in das bestehende Standard ISTec-CMS
- Portierung der Funktionen auf das TÜV Rheinland ISTec System zur mobilen Schwingungsdiagnose
- Vorteile:
  - Eisansatz wird von den dyn. Unwuchten - induziert durch Blattfehlstellung oder Fehlanströmung - differenziert.
  - Die quantitative Detektion von Rotorunwuchten ermöglicht frühzeitige und geplante Abhilfemaßnahmen
  - Dadurch entsteht eine
    - Maximierung der Energieausbeute
    - Vermeidung von Folgeschäden
    - hohe Verfügbarkeit



## Agenda

- 1 Einleitung
- 2 Anomalien an der Blattstellung
- 3 Eisansatz an den Rotorblättern
- 4 Weg zur quantitativen Detektion
- 5 Portfolio



## Condition Monitoring System WKA-COMOS

**Certified\* Condition Monitoring Systems  
for on- and offshore-WEC (8 / 12 channels)**

WKA 3.1 Cabinet version (optional stainless steel)  
\* based on GL Guidelines Edition 2013

WKA 4.0 DIN Rail compatible version  
\* based on GL Guidelines Edition 2013



**System Solutions for Component Monitoring and Vibration Measurement**

(typ. 4-8 channels)



# Aktive Schwingungsdämpfung einer Windkraftanlage mit hydrostatischem Getriebe

M.Sc. **Julia Kersten**, Prof. Dr.-Ing. **Harald Aschemann**,  
Lehrstuhl für Mechatronik, Universität Rostock

## Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Anwendung einer dezentralen Regelungsstrategie für eine 5-MW-Windturbine mit einem hydrostatischen Getriebe, wobei beim robusten Reglerentwurf vorhandene Parameterunsicherheiten über lineare Matrix-Ungleichungen berücksichtigt werden. Die Regelung ist über den gesamten Betriebsbereich der Windkraftanlage – von niedrigen bis hohen Windgeschwindigkeiten – einsetzbar. Dabei werden einerseits die Winkelgeschwindigkeiten des Rotors und des Generators geregelt, andererseits eine aktive Schwingungsdämpfung für die Turmstruktur durch Anpassung der Blattverstellung erreicht.

## 1. Einleitung

Die meisten modernen Windkraftanlagen verfügen heute über ein mechanisches Getriebe und eine Blattverstellung. Bei einem hydrostatischen Getriebe wird eine kontinuierliche Leistungsübertragung durch ein hydraulisches Fluid gewährleistet, was gegenüber einem mechanischen Getriebe den Vorteil einer stufenlosen Übersetzung bietet. Außerdem besitzt ein hydrostatisches Getriebe vorteilhafte Dämpfungseigenschaften, die den negativen Einfluss von Windböen auf die Zuverlässigkeit und Lebensdauer des Gesamtsystems reduzieren. Die Blattwinkelverstellung wird bei herkömmlichen Anlagen dazu genutzt, die generierte Leistung konstant zu halten. In dieser Arbeit wird damit eine zusätzliche aktive Schwingungsdämpfung bewirkt, wodurch der Betriebsbereich der Windkraftanlage auf höhere Windgeschwindigkeiten ohne signifikante Erhöhung der strukturellen Belastung ausgeweitet werden kann. Durch eine veränderliche Geometrie des Turms ergeben sich im Modell eine ortsabhängige Massen- sowie Steifigkeitsverteilung für den Turm und damit Parameterunsicherheiten, welche bei der Reglerauslegung beachtet werden sollten. Hier erfolgt der robuste Reglerentwurf auf Basis linearer Matrix-Ungleichungen (LMIs), siehe [1] und [10], mithilfe derer eine Einbeziehung von Parameterintervallen möglich wird.



$$k = \int_0^{l_T} \mu_T(x) \mathbf{j}_{TT}^T \frac{d\mathbf{j}_{TT}}{dt} \dot{q}_T dx + m_G^* \mathbf{j}_{TG}^T \frac{d\mathbf{j}_{TG}}{dt} \dot{q}_T, \quad (3)$$

für die generalisierte Kraft gilt

$$h = \int_0^{l_T} \mathbf{j}_{TT}^T \mathbf{f}_T dx - f_e + \mathbf{j}_{TG}^T \mathbf{f}_G. \quad (4)$$

Die auf ein Massenelement wirkende externe Kraft lautet  $\mathbf{f}_T = [0 \quad -\mu_T g]^T$ , während die externe Kraft auf die Gondel durch  $\mathbf{f}_G = [F_T(\lambda, \beta) \quad -m_G^* g]^T$  beschrieben ist. Die durch aerodynamische Lasten auf den Turm wirkende horizontale Kraft ist gegeben durch

$$F_T(\lambda, \beta) = \frac{1}{2} \rho A R C_T(\lambda, \beta) v^2. \quad (5)$$

Der Koeffizient  $C_T(\lambda, \beta)$  bestimmt die Kraftcharakteristik als nichtlineare Funktion der Schnelllaufzahl  $\lambda = \frac{\omega_R R}{v}$  und des Blattstellwinkels  $\beta$  und wird durch einen analytischen Ansatz aus [5] beschrieben. Zusätzlich bezeichnet  $\rho$  die Dichte der Luft und  $R$  den Rotorradius. Die vom Rotor überstrichene Fläche ist durch  $A = R\pi^2$  gegeben. Die Rückstellkraft  $f_e = -\frac{\partial U_e}{\partial q_T}$  folgt aus der partiellen Ableitung der elastischen Energie

$$U_e = \frac{1}{2} \int_0^{l_T} \left( \frac{\partial^2 v_T(x, t)}{\partial x^2} E I_{Tz}(x) \right)^2 dx \quad (6)$$

infolge der Turmbiegung. Die nichtlineare Bewegungsgleichung kann daher in der Form

$$m(q_T) \ddot{q}_T + k(q_T, \dot{q}_T) = h(q_T, \dot{q}_T, u) \quad (7)$$

angegeben werden. Die Massenverteilungen  $\mu_T(x)$  und  $\mu_B(x_B)$  sowie die Turmbiegesteifigkeit  $E I_{Tz}(x)$  wurden durch eine Polynomapproximation realer Werte ermittelt und unterliegen damit Unsicherheiten. Eine Taylorreihen-Linearisierung für kleine Biegeverformungen und die Einführung einer steifigkeitsproportionalen Strukturdämpfung führt zur zeitinvarianten Zustandsraumdarstellung des elastischen Turms

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_T \\ \ddot{q}_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_T}{m} & -\frac{d_T}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_T \\ \dot{q}_T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} F_T(\lambda, \beta), \quad (8)$$

mit dem Steifigkeitskoeffizienten  $k_T$ , dem Dämpfungskoeffizienten  $d_T$  und der Masse  $m$ . Diese Parameter sind durch ihre Abhängigkeit von den Massen- sowie der Steifigkeitsverteilung allerdings stark unsicherheitsbehaftet.

Tabelle 1: Parameterintervalle zur Beschreibung der Modellunsicherheiten

Parameter	Symbol	Wert
Masse	$m$	143930 .. 235440 kg
Dämpfungskoeffizient	$d_T$	3600 .. 18000 Ns/m
Steifigkeitskoeffizient	$k_T$	$0.9 \dots 5.8 \cdot 10^5$ N/m

### Mathematisches Modell des Rotors und des Antriebsstrangs

Betrachtet wird die einfachste Form einer hydrostatischen Übersetzung mit einer hydraulischen Pumpe und einem Motor, die durch einen geschlossenen Kreislauf miteinander verbunden sind. Der Motor verfügt dabei über ein verstellbares Fördervolumen, wodurch eine stufenlose Übersetzung innerhalb eines konstruktiv vorgegebenen Bereichs möglich ist. Für die Regelung wird ein Systemmodell auf Basis physikalischer Gesetzmäßigkeiten hergeleitet, welches alle dominanten Effekte – wie Rotoraerodynamik und Systemdynamik des Antriebsstrangs – abbildet. Das Antriebsstrangmodell beinhaltet drei Zustandsvariablen: die Rotorwinkelgeschwindigkeit  $\omega_R$ , den Differenzdruck  $\Delta p$  der hydrostatischen Übersetzung und die Winkelgeschwindigkeit des Generators  $\omega_G$ .

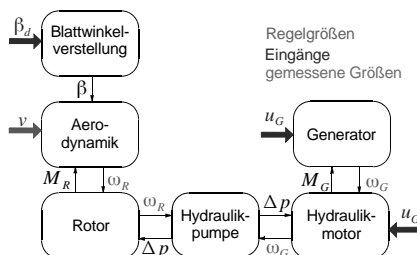


Bild 2: Flussdiagramm des Windturbinenantriebsstrangs

Das aerodynamische Rotormoment durch die Windeinwirkung ist durch den nichtlinearen Ausdruck

$$M_R(\lambda, \beta) = \frac{1}{2} \rho A R C_Q(\lambda, \beta) v^2 \quad (9)$$

gegeben, wobei der Momentenkoeffizient  $C_Q(\lambda, \beta)$  mittels eines analytischen Ausdrucks [5] bestimmt wird. Der Leistungskoeffizient  $C_P(\lambda, \beta)$  steht dabei gemäß  $C_P(\lambda, \beta) = C_Q(\lambda, \beta) \cdot \lambda$  in direktem Zusammenhang mit dem Momentenkoeffizienten. Die Bewegungsgleichung für den Rotor wird durch die Differentialgleichung erster Ordnung

$$\dot{\omega}_R = \frac{1}{J_R} (M_R(\lambda, \beta) - d_R \omega_R - \tilde{V}_P \Delta p) \quad (10)$$

beschrieben, wobei  $J_R$  das Massenträgheitsmoment der Rotorseite einschließlich der Rotorblätter darstellt und  $d_R$  die geschwindigkeitsproportionale Reibung kennzeichnet. Das normierte Verdrängungsvolumen bestimmt sich zu  $\tilde{V}_P = \frac{V_P}{2\pi}$ , mit  $V_P$  als Verdrängung pro Umdrehung. Der Differenzdruck zwischen der Hochdruck- und der Niederdruckleitung wird mit  $\Delta p$  bezeichnet. Die Zeitableitung des Differenzdrucks

$$\Delta \dot{p} = \frac{2}{C_H} (\tilde{V}_P \omega_R - \tilde{V}_M \omega_G \tilde{\alpha}_M - k_l \Delta p - q_U) \quad (11)$$

beschreibt die Dynamik des hydrostatischen Getriebes, wobei  $\omega_G$  die Winkelgeschwindigkeit des Generators darstellt. Der Volumenstrom des hydrostatischen Getriebes kann durch eine Verstelleinheit über das Schwenken der Rotationsachse geändert werden. Der normierte Schwenkwinkel ist gegeben durch  $\tilde{\alpha}_M = \frac{\alpha_M}{\alpha_{M,max}}$ , das normierte Verdrängungsvolumen des Motors ist  $\tilde{V}_M = \frac{V_M}{2\pi}$ , mit  $V_M$  als Verdrängung pro Umdrehung. Die hydraulische Kapazität  $C_H$  steht für die Energiespeicherfähigkeit des Fluides, während der Leckagekoeffizient  $k_l$  den nominalen Leckagevolumenstrom des hydrostatischen Getriebes zwischen Hoch- und Niederdruckseite bestimmt. Der unbekannte Volumenstrom  $q_U$  stellt eine Modellunsicherheit dar. Die schnelle, unterlagert geregelte Dynamik der Verstelleinheit des Motors – ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit kleiner Zeitkonstante – kann durch ein proportionales Verhalten  $u_\alpha = \tilde{\alpha}_M$  ersetzt werden. Die Winkelgeschwindigkeit des Generators wird beschrieben durch

$$\dot{\omega}_G = \frac{1}{J_G} (\tilde{V}_M \Delta p \tilde{\alpha}_M - d_G \omega_G - M_G), \quad (12)$$

wobei  $J_G$  das resultierende Massenträgheitsmoment von Motor und Generator darstellt und  $d_G$  der Dämpfungskoeffizient ist. Das Generatormoment  $M_G$  kann auch durch ein schnelles Verzögerungsglied erster Ordnung mit kleiner Zeitkonstante abgebildet werden, wodurch in guter Näherung  $u_G = M_G$  gilt. Die Dynamik des Blattverstellwinkels  $\beta$  wird als Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\dot{\beta} = \frac{1}{T_\beta} (\beta_d - \beta) \quad (13)$$

modelliert, mit der Zeitkonstante  $T_\beta$  und dem gewünschten Blattverstellwinkel  $u_\beta = \beta_d$  als Eingang. Physikalische Begrenzungen der Blattverstellung legen sowohl den Blattverstellwinkel als auch die Verstellrate auf  $0 \leq \beta_d \leq 90^\circ$  bzw.  $|\dot{\beta}_d| \leq 10$  fest. Weitere Informationen sind in [9] zu finden.

### 3. Modellbasierte Herleitung der Betriebsstrategie

Der Betrieb der Windkraftanlage wird durch drei verschiedene Phasen mit unterschiedlichen Regelzielen charakterisiert. Im Allgemeinen soll eine Effizienzsteigerung bei gleichzeitiger Schadensverhinderung erfolgen. Die einzelnen Regionen des Betriebs sind durch vier Punkte gekennzeichnet, wie in Bild 3 dargestellt. Sobald der Rotor seine Einschaltgeschwindigkeit erreicht hat, liefert der Generator elektrische Energie. Die dazugehörige Betriebsphase wird durch die Linie  $[A, B]$  dargestellt, wobei die Effizienz ihren Maximalwert erreicht. Der nominale Blattverstellwinkel  $\beta$  wird in den ersten beiden Phasen auf Null gesetzt. Dieser wird nur bei sehr hohen Windgeschwindigkeiten – im Starkwindbereich auf dem Liniensegment  $[C, D]$  – genutzt, um die Leistung konstant bei Nennleistung zu halten. Die Turbine arbeitet dabei in der letzten Phase nicht mit einem lokalen Maximum von  $C_p$ , sondern mit einem annähernd konstant gehaltenen Rotormoment, welches geringfügig (hier um 5%) ansteigt, um hiermit eine Rekonstruktion der Windgeschwindigkeit zu ermöglichen. Die Rotorwinkelgeschwindigkeit wird analog angepasst. Um die Nennleistung der Turbine konstant zu halten, wird die aerodynamische Effizienz mit dem Blattverstellwinkel reduziert. Durch gegebene Werte von  $M_R$  und  $\omega_R$  kann der Nominalwert der Blattwinkelverstellung  $\beta$  und die Schnelllaufzahl  $\lambda$  der jeweiligen Windgeschwindigkeit zugeordnet werden. Durch die Erhöhung von  $\beta$  nähert sich der Betriebspunkt dem Punkt  $D$  an, während die aerodynamische Effizienz im Rotor gesenkt wird. Beim Erreichen des Punktes  $D$  wird die Turbine aus Sicherheitsgründen abgeschaltet. Weitere Informationen können [8] und [9] entnommen werden. Aus dieser Betriebsführungsstrategie werden die Sollverläufe abgeleitet.

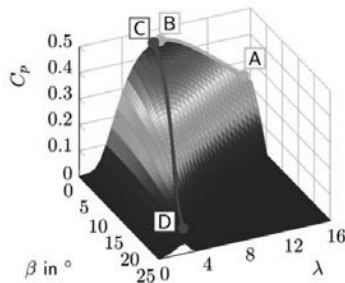


Bild 3: Betriebspunkte auf der  $C_p(\lambda, \beta)$ -Fläche in Anlehnung an [6]



#### 4. Alternative Regelungskonzepte durch Nutzung von Linearen Matrix-Ungleichungen (LMIs)

In vorangegangenen Veröffentlichungen [8] und [9] wurde bereits eine dezentrale Regelungsstrategie vorgestellt, die im Gegensatz zu verbreiteten Ansätzen für die Regelung von Windkraftanlagen gleichermaßen für alle Betriebsphasen gilt und auch hier genutzt werden soll. Die dezentrale Regelungsstrategie besteht aus der aktiven Schwingungsdämpfung des Turms sowie einer Mehrgrößenregelung für das hydrostatische Getriebe mit dem Neigungswinkel  $u_\alpha = \alpha_M$  und dem Generatormoment  $u_G = M_G$  als Eingangsgrößen. Hierbei sollen bestehende Modellunsicherheiten in den Reglerentwurf einbezogen werden. Dafür muss der robuste Regler im gesamten Parameterbereich stabilisierend wirken, was durch den Einsatz von linearen Matrix-Ungleichungen auf Basis eines Ljapunow-Ansatzes erreicht wird. Dafür werden alle möglichen Kombinationen der Systemmatrizen an den Grenzen der konvexen Parameterintervalle ausgewertet und sowohl auf das Turmmodell ( $T$ ) als auch auf das Modell des Antriebsstrangs ( $A$ ) angewendet.

##### *Ljapunow-basierter Regler mit vorgegebenem Stabilitätsgrad*

Für den Reglerentwurf wird eine quadratische Ljapunow-Funktion

$$V(x_i) = \frac{1}{2} x_i^T P x_i \quad (17)$$

angesetzt, wobei deren Ableitung

$$\dot{V}(x_i) = \frac{1}{2} \dot{x}_i^T P x_i + \frac{1}{2} x_i^T P \dot{x}_i = \frac{1}{2} x_i^T \left[ (A_{i,j} - B_{i,j} K_i)^T P + P (A_{i,j} - B_{i,j} K_i) \right] x_i < 0 \quad (18)$$

als bilineare Matrix-Ungleichung

$$(A_{i,j} - B_{i,j} K_i)^T P + P (A_{i,j} - B_{i,j} K_i) < 0 \quad (19)$$

geschrieben werden kann. Dabei gehen alle möglichen Variationen  $n$  der Matrizen  $A_{i,j}$  und  $B_{i,j}$  mit  $i \in [T, A]$  und  $j \in [1, 2, \dots, n]$  ein. Zusätzlich wird ein vorgegebener Stabilitätsgrad  $\alpha > 0$  eingeführt und die Systemmatrix zu  $A_{i\alpha,j} = A_{i,j} + \alpha I$  erweitert. Alle Eigenwerte des geregelten Systems haben dann in der linken s-Halbebene einen Mindestabstand von  $\alpha$  von der Imaginärachse. Umformuliert folgt dann

$$P^{-1} \left[ (A_{i\alpha,j} - B_{i,j} K_i)^T P + P (A_{i\alpha,j} - B_{i,j} K_i) \right] P^{-1} < 0 \quad (20)$$

$$P^{-1} A_{i\alpha,j}^T - P^{-1} K_i^T B_{i,j}^T + A_{i\alpha,j} P^{-1} - B_{i,j} K_i P^{-1} < 0 \quad (21)$$

woraus sich die linearen Matrix-Ungleichungen

$$Q A_{i\alpha,j}^T - Y^T B_{i,j}^T + A_{i\alpha,j} Q - B_{i,j} Y < 0 \quad (22)$$

ergeben, wobei  $P = Q^{-1}$  gilt und damit  $K_i = Y P$  bestimmt wird.

### Anwendung der LMI-basierten Regelungsstrategie auf die Windturbine

**Aktive Schwingungsdämpfung:** Die aktive Schwingungsdämpfung basiert auf einer Zustandsrückführung der Zeitableitung der Turmauslenkung, welche durch Dehnmessstreifen oder Neigungssensoren gemessen werden kann. Das Regelgesetz für die Dämpfung beinhaltet den Korrekturterm

$$\Delta F_T = -K_T \cdot \dot{q}_T . \quad (23)$$

Da dieser Korrekturterm den gewünschten Blattstellwinkel für die unterlagerte Regelung aus Gleichung (13) modifizieren soll, muss die berechnete Kraft  $\Delta F_T$  in einen Wert  $\Delta\beta$  umgerechnet werden. Hierfür wird die Abhängigkeit  $F_T = F_T(\lambda, \beta)$  im aktuellen Arbeitspunkt  $S$  linearisiert

$$\Delta F_T = \left. \frac{\partial F_T}{\partial \lambda} \right|_S \Delta\lambda + \left. \frac{\partial F_T}{\partial \beta} \right|_S \Delta\beta = F_{T\lambda} \Delta\lambda + F_{T\beta} \Delta\beta . \quad (24)$$

Eine Auflösung von Gleichung (24) nach  $\Delta\beta$  führt zu

$$u_{\beta, D\ddot{a}} = \Delta\beta = \frac{\Delta F_T - F_{T\lambda} \Delta\lambda}{F_{T\beta}} . \quad (25)$$

Der korrigierte Wert  $u_\beta = u_{\beta, d} + u_{\beta, D\ddot{a}}$  für den Blattstellwinkel sorgt damit für eine leichte Änderung in der lateralen Kraft, woraus der aktive Dämpfungseffekt für den Turm resultiert.

**Robuste Regelung des Antriebsstrangs:** Die Mehrgrößenregelungsstrategie für den Antriebsstrang ist mit einer quasilinearen Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}}_A = \mathbf{A}_A \mathbf{x}_A + \mathbf{B}_A(\Delta\bar{p}) \mathbf{u}_A + \mathbf{E}_A \boldsymbol{\tau}_A \quad \text{und} \quad \mathbf{y}_A = \mathbf{C}_A \mathbf{x}_A \quad (26)$$

bzw.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_R \\ \dot{\Delta p} \\ \dot{\omega}_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{d_R}{J_R} & -\frac{\tilde{V}_P}{J_R} & 0 \\ \frac{2\tilde{V}_P}{C_H} & -\frac{2k_l}{C_H} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{d_G}{J_G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_R \\ \Delta p \\ \omega_G \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_G} & -\frac{2\tilde{V}_M \omega_G}{C_H} \\ 0 & \frac{\tilde{V}_M \Delta\bar{p}}{J_G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_G \\ \tilde{\alpha}_M \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_R} & 0 \\ 0 & -\frac{2}{C_H} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_R(\lambda, \beta) \\ \tau \end{bmatrix} , \quad (27)$$

$$\begin{bmatrix} \omega_R \\ \omega_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_R \\ \Delta p \\ \omega_G \end{bmatrix} \quad (28)$$

realisiert. Die Steuereingriffsmatrix  $\mathbf{B}_A(\Delta\bar{p})$  hängt dabei vom Differenzdruck ab, welcher der rekonstruierten Windgeschwindigkeit  $\hat{v}$  zugeordnet ist, siehe Bild 4. Daraus folgt, dass der Regler für Unsicherheiten im Parameter  $\Delta\bar{p}$  ausgelegt sein muss. Für den Entwurf einer robusten PI-Zustandsrückführung wird das Modell mit den beiden integrierten Folgefehlern der Regelgrößen

$$\mathbf{x}_I = \begin{bmatrix} \omega_{R,I} \\ \omega_{G,I} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_0^t (\omega_{R,d}(\hat{v}) - \omega_R) d\tau \\ \int_0^t (\omega_{G,d} - \omega_G) d\tau \end{bmatrix} \quad (29)$$

als neue Zustände erweitert. Hierbei steht der Index  $d$  für den Wunschwert und  $\hat{v}$  für die rekonstruierte Windgeschwindigkeit. Sie wird aus dem Wert  $\hat{M}_R$ , welcher mit einem Störgrößenbeobachter geschätzt wird, durch Umstellung von Gleichung (9) zu

$$\hat{v} - \sqrt{\frac{2\hat{M}_R}{\rho\pi R^3 C_Q(\hat{v}, \omega_R, \beta)}} = 0 \quad (30)$$

berechnet. Die Gleichung (30) wird numerisch für den relevanten Wertebereich von  $M_R$ ,  $\omega_R$  und  $\beta$  gelöst und in Form einer Wertetabelle implementiert. Der Wunschwert für die Generatorwinkelgeschwindigkeit  $\omega_{G,d}$  bleibt über den gesamten Betriebsbereich konstant. Das erweiterte System ergibt sich zu

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_A \\ \dot{\mathbf{x}}_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_A & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C}_A & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_A \\ \mathbf{x}_I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_A \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u}_A + \begin{bmatrix} \mathbf{E}_A \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \boldsymbol{\tau}_A + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \mathbf{w}_A, \quad (31)$$

wobei  $\mathbf{w}_A = [\omega_{R,d} \ \omega_{G,d}]^T$  den Vektor der Sollwerte darstellt. Das gesamte Regelgesetz wird als

$$\mathbf{u}_A = -[\mathbf{K} \quad -\mathbf{K}_I \quad -\mathbf{K}_P] \begin{bmatrix} \mathbf{x}_A \\ \mathbf{x}_I \\ \dot{\mathbf{x}}_I \end{bmatrix} + \mathbf{K}_{v0} \mathbf{w}_A + \mathbf{K}_{dc0} \hat{\boldsymbol{\tau}}_A \quad (32)$$

implementiert und ist in Form eines Blockschaltbilds in Bild 4 dargestellt.

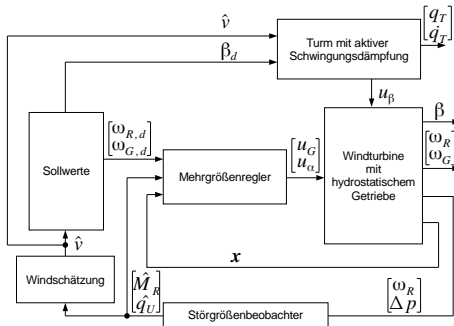


Bild 4: Implementierung des Reglers mit Störgrößenbeobachter

Alle Verstärkungsmatrizen können durch Auswertung der Verstärkungsmatrix  $\mathbf{K}_p$  berechnet werden. Die Vorsteuerung sowie die Störgrößenkompensation mit den Schätzungen von  $\hat{\boldsymbol{\tau}} = [\hat{M}_R \ \hat{q}_U]^T$  werden detailliert in [8] beschrieben.

## 5. Simulationsergebnisse

Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse für die Ljapunow-basierte Regelungsstrategie vorgestellt. Dafür wurde die Simulation mit einem Windprofil durchgeführt, welches alle Betriebsphasen mindestens einmal durchläuft. Zudem wird ein realistischer Rauschprozess im Modell berücksichtigt. Das rekonstruierte Windprofil  $\hat{v}$  sowie der simulierte Differenzdruck sind in Bild 5 dargestellt.

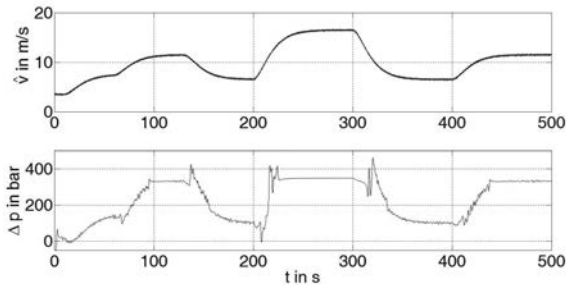


Bild 5: Rekonstruierte Windgeschwindigkeit (oben) und resultierender Differenzdruck (unten)

Ein Vergleich zwischen dem ungedämpften System und der aktiven Schwingungsdämpfung mit der vorgeschlagenen Regelungsstrategie ist in Bild 6 dargestellt. Hier wird deutlich, dass die Schwingung im Vergleich zum unregulierten Turm deutlich besser gedämpft wird, wobei vor allem bei sehr niedrigen bzw. sehr hohen Windgeschwindigkeiten eine Schwingungsreduktion durch den Ljapunow-basierten Ansatz bewirkt wird.

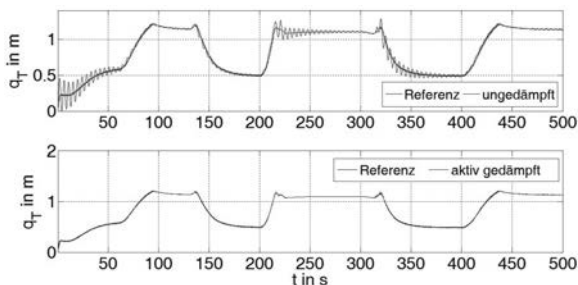


Bild 6: Turmschwingung: Referenz im Vergleich mit reiner Strukturdämpfung (oben) sowie im Vergleich mit der aktiven Schwingungsdämpfung (unten).

Die geregelten Winkelgeschwindigkeiten sind im Vergleich mit ihren Sollverläufen in Bild 7 abgebildet. Die vorgeschlagene Regelstruktur führt sowohl zu stetigen Änderungen des Blattverstellwinkels als auch zu kleinen Regelfehlern bezüglich der Winkelgeschwindigkeiten des Rotors und Generators.

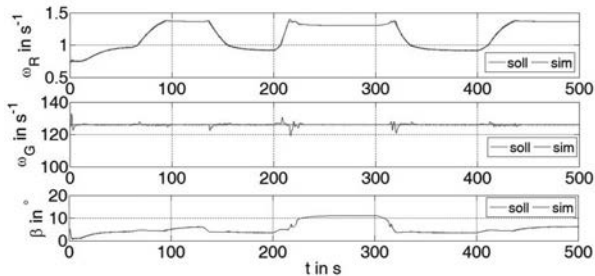


Bild 7: Vergleich der Soll- und Istwerte der Regelgrößen: Rotorwinkelgeschwindigkeit (oben), Generatorwinkelgeschwindigkeit (mittig) und Blattverstellwinkel (unten)

Bild 8 zeigt abschließend das Ergebnis des Beobachters, wobei sowohl das Rotormoment als Störmoment  $\hat{M}_R$  als auch der unbekannte Leakage volumenstrom  $\hat{q}_U$  sehr gut den simulierten Werten entsprechen.

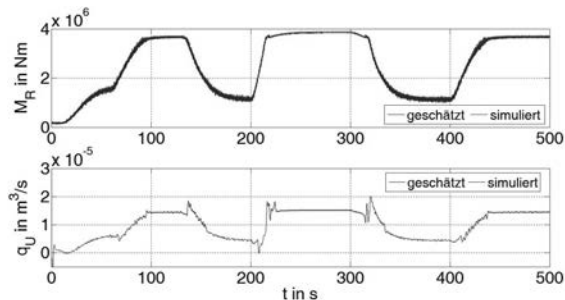


Bild 8: Vergleich der simulierten und geschätzten Werte des Rotormoments (oben) und des Leakage volumenstroms (unten)

## 6. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine regelungsorientierte Modellbildung mit Parameterunsicherheiten für eine 5-MW-Windturbine vorgestellt. Die dezentrale Reglerstruktur beinhaltet zwei Regler: eine aktive Schwingungsdämpfung mittels einer Blattwinkelverstellung sowie eine Mehrgrößenregelung der Winkelgeschwindigkeiten des Rotors und Generators. Beide robusten Re-

gelungsentwürfe wurden mithilfe eines LMI-Ansatzes durchgeführt. Die aktive Dämpfung der ersten Eigenform wird durch eine Rückführung der ersten Zeitableitung der Turmdauslenkung erreicht, wobei Unsicherheiten in der Steifigkeits- und Massenverteilung Berücksichtigung finden. Im Antriebsstrang erfolgt eine kombinierte PI-Zustandsrückführung und Vorsteuerung, welche robustes Verhalten für den gesamten Wertebereich der Druckdifferenz des hydrostatischen Getriebes aufweist. Das Rotormoment sowie ein unbekannter Leckagestrom werden durch einen reduzierten Störbeobachter geschätzt und zur Störgrößenkompensation genutzt. Die vorgeschlagene Regelstruktur zeigt in der Simulation eine verbesserte Schwingungsdämpfung und ein gutes Folgeverhalten über den gesamten Betriebsbereich. In Zukunft soll eine experimentelle Validierung mit einem Industriepartnern folgen.

- [1] Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E. and Balakrishnan, V. *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*, SIAM, 1994.
- [2] Nelson, V. *Wind Energy: Renewable Energy and the Environment*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2009.
- [3] Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D. and Bossanyi, E. *Wind Energy Handbook*, Wiley, 2011.
- [4] Diepeveen, N.F.B. and Laguna, A.J. "Dynamic Modeling of Fluid Power Transmissions for Wind Turbines.", EWEA Offshore, Amsterdam, Netherlands, 2011.
- [5] Georg, S., Schulte, H. and Aschemann, H. "Control-Oriented Modelling of Wind Turbines Using a Takagi-Sukeno Model Structure.", Proc. of FUZZ-IEEE, Brisbane, Australia, 2012.
- [6] Dolan, B. and Aschemann, H. "Control of a Wind Turbine With a Hydrostatic Transmission - an Extended Linearisation Approach.", Proc. of MMAR, Miedzyzdroje, Poland, 2012.
- [7] Schulte, H. "Control-Oriented Description of Large Scale Wind Turbines with Hydrostatic Transmission Using Takagi-Sugeno Models.", Proc. of CCA, Antibes/Nizza, France, 2014.
- [8] Aschemann, H. and Kersten, J. "Observer-Based Decentralised Control of a Wind Turbine With a Hydrostatic Transmission.", Proc. of MMAR, Miedzyzdroje, Poland, 2015.
- [9] Aschemann, H. and Kersten, J. "Active Tower Damping for an Innovative Wind Turbine With a Hydrostatic Transmission.", Proc. of IECON, Yokohama, Japan, 2015.
- [10] Aschemann, H. and Kersten, J. "LMI Approaches for a Robust Control of a Wind Turbine With a Hydrostatic Transmission.", Proc. of ECC, Aalborg, Denmark, 2016.

# Reducing vibration and noise levels in wind turbines by means of Visco-Elastic-Supports (VES)

Dr.-Ing. **Matthias Puff**,  
ITT Control Technologies EMEA GmbH, Bad König

## Abstract

This paper presents a concept of VES (Visco-Elastic-Support) technology for use as an anti vibration mount in wind turbines. As described in [1] one of the main oppositional conflicts for wind mill vibration isolators are the requirements for the right amount of bearing stiffness to ensure stability of the system and simultaneously achieve the lowest possible vibration transmissibility. For achieving the optimum in terms of vibration isolation and noise performance the mount suppliers are dealing with a variety of different mount designs. To ensure lowest possible vibration transmissibility the mount stiffness should be a minimum; to avoid resonance amplifications the right amount of damping is absolutely critical and to ensure stability of the isolated equipment at all states the mount stiffness has to be selected accordingly.

A VES element provides an ultra-high static load capacity with tunable amount of stiffness and damping. As a main outcome of this paper the VES technology shows a possibility to reduce the transmitted vibration from the wind mill vibration sources (generator, gearbox, main shaft etc.) into the wind mill tower in order to reduce the overall noise radiation of the tower in the field. Both stiffness and damping of a VES need to be adjusted in the right way to achieve the optimum in vibration isolation and ensure the proper stability of the equipment. In the first section the theory of VES will be introduced. This covers a description of the visco-elastic fluid behavior, the design and geometry parameters and performance calculation of a single VES element. In the second section a system of several VES will be combined and the main behavior in terms of performance will be discussed.

## 1. Introduction

Looking at the increasing restrictive regulations from several governments there appears a clear trend for reduced noise emission of wind turbines. For example the German regulation for limited noise immissions is requesting a better protection of homes and the people living close to wind mill parks. In [2] the maximum allowed weighted noise levels of wind mills are

given in the range of 35 to 50 dB(A) measured in a defined distance from the wind will. The wind mill producer and the local wind mill operators have to make sure that noise emissions do not exceed those limited values.

In Fig. 1 a typical wind mill structure is shown. Typically the rotating devices of gearbox and generator with fixed mounted bearings are the most dominant vibration sources inside the wind turbine. The FFT spectrums of a typical vibration signal are including several peaks of magnitude starting with the rotational main shaft frequency and multiples of the gearbox-ratios. These excitation frequencies are transmitted into the surrounded structure and excite the particular eigenmodes. For the case that local structure eigenmodes getting in align with the excitation frequency the resonance case appears which occurs as amplification of vibration magnitude and significant increase of noise level emission. At this point the idea of vibration isolation is getting involved. It is based on the separation of the vibrating equipment from the rest of the structure by means of vibration isolators.

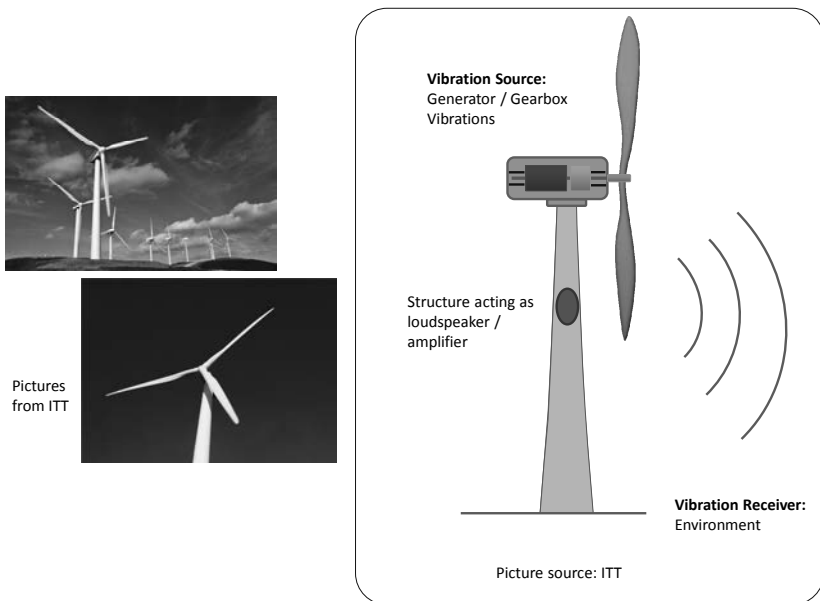


Fig. 1: General requirements for low energy transfer from vibrating sources (generator, gearbox, bearings) into the sub tower structure



## 2. Different approaches for vibration and noise reduction

There exist different technologies how to approach vibration and noise. Figure 2 is giving an overview about the state of the art technologies to solve vibration and noise issues.

There is one approach of vibration damping with solutions of different kind of damping materials, e.g. constrained layer damping, mesh and particle damping. These kind of solutions can be attached to the vibrating structure and reduce the noise locally where the highest emission is taking place. Even the concept of tuned mass damper (TMD) can be interpreted as a kind of damping device, although the working principle of a TMD is more based on energy transfer from the vibrating structure into another vibrating mass.

There is another approach of vibration isolation: The decoupling of a vibrating structure from the environment. In this case vibration isolators, also called anti-vibration-mounts, are used. This approach will be further investigated in the following chapter.

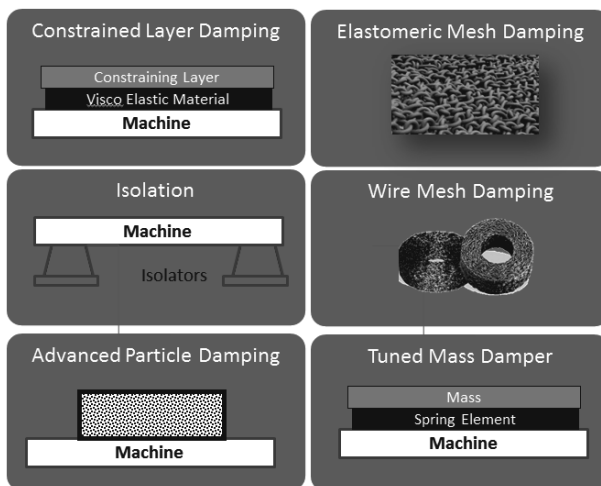


Fig. 2: State of the art approaches for reducing noise and vibration (source ITT)

## 3. Principles of Vibration Isolation and Noise Reduction

The theory of vibration isolation is following the approach of reducing the transmission along the energy transfer path from a vibration source to the vibration receiver. A vibration isolation device helps to reduce the structure borne transmitted vibration from the vibrating source to the receiver side.

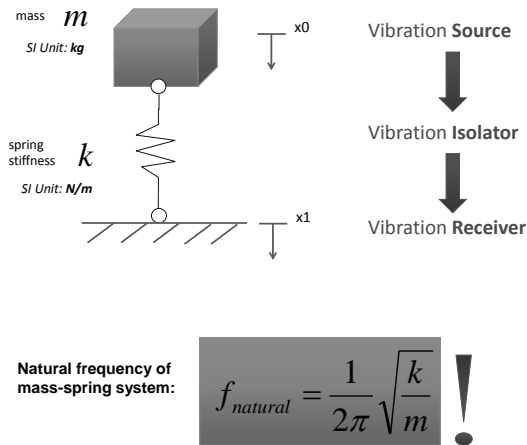


Fig. 3: The principle of isolation between vibration source and vibration receiver by means of an anti-vibration-mount. To target 90 % isolation the natural frequency of the isolated equipment should be at least a quarter or less of the forcing frequency (source ITT).

Figure 3 describes how the natural frequency of an isolated system can be calculated. The natural frequency is defined as:

$$f_{\text{natural}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Eq. (1)}$$

To select the right natural frequency it is mandatory to determine the forcing frequencies of the vibration sources. This step can be done by:

- Analytic system modelling, most common mainly for rigid body systems
- Numerical FE-modelling, most common for complex, flexible multi body systems
- Experimental mode testing with excitation (hammer or shaker) and accelerometers

Looking at the transmissibility function which is defined as the ratio of the vibration output  $x_1$  divided by the vibration input  $x_0$  (coordinate definition see Fig. 3) the following dynamic behavior of the isolated equipment is given in Fig. 4.

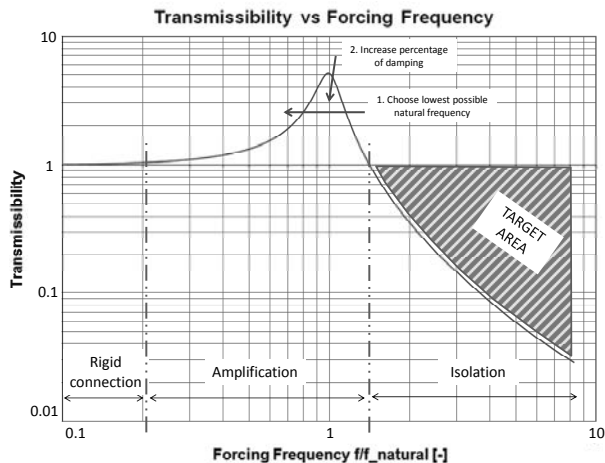


Fig. 4: Transmissibility curve for an isolated 1 DOF system with ground excitation and 5 percent critical damping.

#### 4. Introduction of viscoelastic fluids

This chapter is giving an introduction into the used viscoelastic fluid which material properties are located between Newtonian and Bingham fluids. Generally speaking it combines the effect of an elastic spring and a damping device at once. The viscoelastic fluid presents a noticeable shear thinning behavior which means that by increasing the shear rate the dynamic viscosity is decreasing. Following Fig. 5 is demonstrating the effect of shear stress between a moving plate through different kind of fluids.

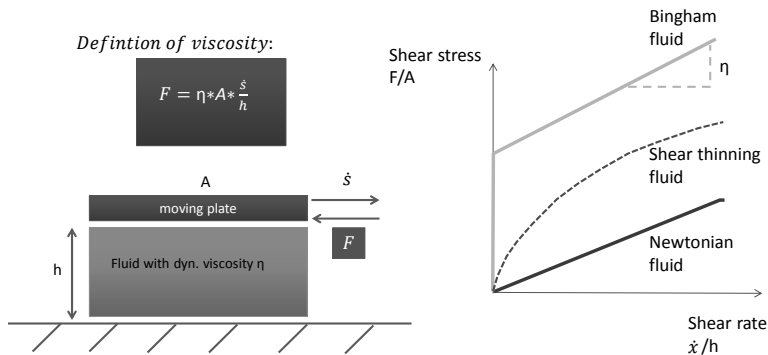


Fig. 5: **Left:** Viscosity shear test with a plate (area  $A$ , fluid height  $h$ ) to determine the dynamic viscosity  $\eta$ . The resultant resistance force  $F$  is caused by the shear stress of the fluid viscosity at the velocity  $\dot{x}_{dot}$ . **Right:** Behavior of a viscoelastic fluid in terms of viscosity and comparison to a Newtonian fluid as function of shear stress vs. shear rate.

According to Fig. 5 the dynamic viscosity  $\eta$  can be defined as:

$$\eta = \frac{F \cdot h}{A \cdot \dot{s}}, \quad \text{unit: } 1 \text{ Pa} \cdot \text{s}, \quad \text{Eq. (2)}$$

where the gap underneath the plate is defined by the parameter  $h$ , the plate itself has an area  $A$  and the plate is moving with the velocity  $\dot{s}$ . The resistance force  $F$  is the result of the shear stress  $F/A$  between plate and fluid. On the right side in Fig. 5 different kind of fluids are being compared in terms of shear stress versus shear rate. The slope of each curve can be interpreted as the dynamic viscosity  $\eta$ . The viscoelastic fluid is representing the shear thinning fluid curve with decreasing viscosity for higher shear rates.

Alternatively in the literature the kinematic viscosity  $\nu$  can be found which definition looks as follow:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{unit: } 1 \text{ cSt} = 10\text{-}6 \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{Eq. (3)}$$

To get a better impression about the range of viscosity between a standard hydraulic fluid and a viscoelastic fluid viscosity the difference between both can easily take 3 to 5 decades: A standard hydraulic fluid viscosity has a viscosity of for instance 46 cSt. The viscoelastic fluid used for the Visco-Elastic-Support has a viscosity in the range of 2 Mio. cSt.

## 5. Design of a Visco-Elastic-Support (VES)

A Visco-Elastic-Support can be characterized as a combination of a preloaded spring and a non-linear viscous damping device. The compressibility of the viscoelastic fluid can be expressed by the variable  $K$  and is representing the stiffness of the device. The damping effect is caused by the viscosity of the viscoelastic fluid which is the result of shear stresses between the moving piston and the cylinder. The shear thinning fluid behavior of the viscoelastic fluid leads to a non-linear damping behavior with increasing velocity described by the  $\alpha$  term. The damping constant  $C$  is another proportional factor for characterizing the throttle flow. Following figure is showing the important equations to describe the stiffness and the damping of the VES.

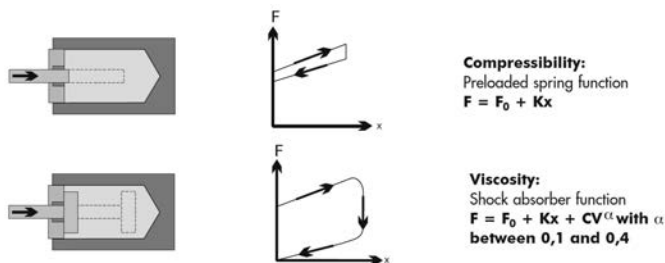


Fig. 6: Possible characteristics of Visco-Elastic-Supports [3]

### General design description of a Visco-Elastic-Support

The principle design of a VES is shown in Fig. 7. There are a couple of typical components like cylinder housing, piston rod and piston, bearing and seal package and the pre-compressed viscoelastic fluid. Regarding the mounting option there are different styles possible such as swivel bearing, clevis mounts, spherical mounts and others.

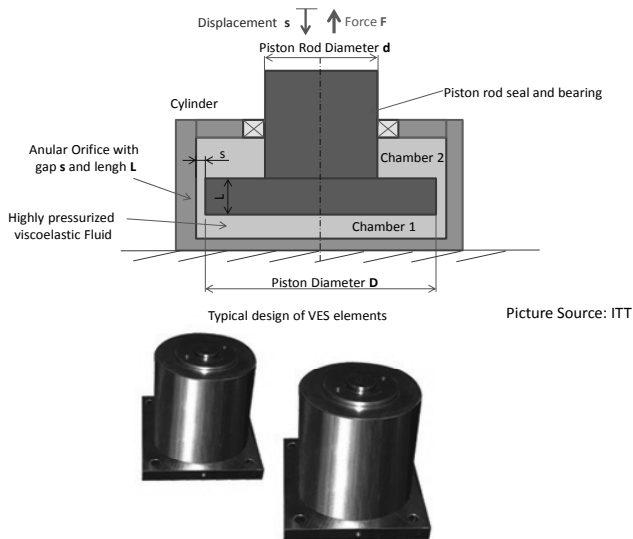


Fig. 7: Typical design of a Visco-Elastic-Support (VES)

Looking at the preliminary sizing of an anti-vibration-mount in general the design engineer is faced with the following aspects. On the one hand the applied static load from the isolated equipment and respectively the maximum allowed static deflections need to be taken into account. On the other hand there is a defined target for the natural frequency  $f_{natural}$  of the system to guarantee the required percentage of vibration isolation. For example for a 90 % isolation the natural frequency should be at least 4 times smaller than the lowest dominant excitation frequency.

#### Quasi-Static Sizing:

After defining the quantity of isolators and the orientation (for now we assume a compression mounting situation) the static load  $m \cdot g$  of the isolated equipment need to be applied at the isolator ( $m$  is representing the mass per isolator and  $g$  the constant of gravity). Looking at a simple viscoelastic spring design the static pressure  $p_0$  in combination with the piston rod diameter  $d$  needs to be determined. Since the fluid material behavior is known at a certain pre-pressure it is preferred to choose the diameter  $d$  according to the applied load. The initial

pressure  $p_0$  multiplied with the piston rod area leads to the static force of the viscoelastic support:

$$F_0 := p_0 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{Eq. (4)}$$

In next Fig. 8 for several designs the static force versus displacement curves are shown. The preloaded spring function is starting at the force  $F_0$  and is reaching the maximum static force  $F_1$  at the end of stroke which stands for the maximum displacement. The design engineer has to decide where to place the static deflection after the dead load is applied. Typically the mid of stroke position is chosen for this.

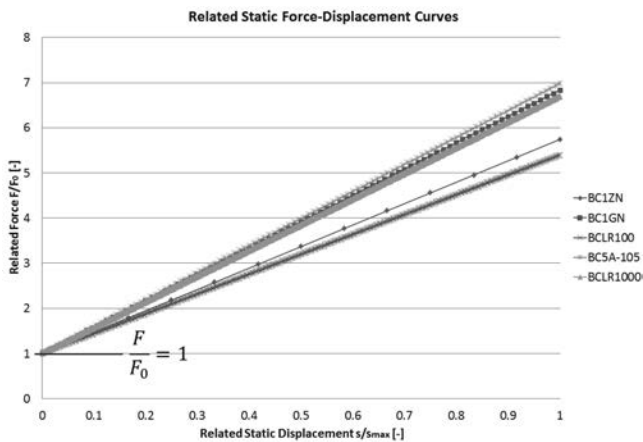


Fig. 8: Static load versus deflection curves for different designs of Visco-Elastic-Supports [4]

#### Sizing of Stiffness:

To achieve the requested natural frequency a certain spring stiffness needs to be chosen from the design engineer. In this manner the natural frequency is always affecting the static deflection. Following equations can be derived to set the stiffness accordingly:

$$k := \frac{F(s)}{s} = \frac{p(s) \cdot \pi/4 \cdot d^2}{s} \quad \text{Eq. (5)}$$

The pressure  $p(s)$  generated by the compressed fluid at piston rod position  $s$  can be calculated by means of:

$$p(s) = \frac{1}{\kappa_0 \cdot V_0} \pi / 4 \cdot d^2 \cdot s \quad \text{Eq. (6)}$$

In Eq. (6) there appears another variable  $\kappa_0$  which stands for the compressibility of the fluid [5] at the pre-pressure  $p_0$ . The variable  $V_0$  is representing the initial volume at the stroke of zero. The stated linear relationship between the chamber pressure  $p(s)$  and the displacement  $s$  is only valid for small volume changes, which means small displacements  $s \ll d$ . Combining Eq. (5) and (6) leads to the stiffness of the viscoelastic support:

$$k := \frac{1}{\kappa_0 \cdot V_0} (\pi / 4 \cdot d^2)^2 \quad \text{Eq. (7)}$$

The fluid compressibility is characterized by the fluid property  $\kappa_0$ . The other two variables to influence the spring stiffness are the piston rod diameter and the volume of the fluid reservoir.

#### Sizing the damping characteristic:

The effect of damping is the result of a laminar shear flow through an annular valve around the head of the piston (compare Fig. 7). The shear thinning behavior of the viscoelastic fluid is causing a nonlinear relationship between the piston rod velocity  $v = \dot{s}$  and the damping resistance force.

$$F_D = C v^\alpha \quad \text{Eq. (8)}$$

For viscoelastic fluids the characteristic alpha term varies between 0.1 and 0.4. The damping coefficient factor  $C$  is mainly driven by the geometry of the annular valve and the fluid properties. The characteristic curve has a degressive shape. In next Fig. 9 several damping functions with different alpha terms are shown.



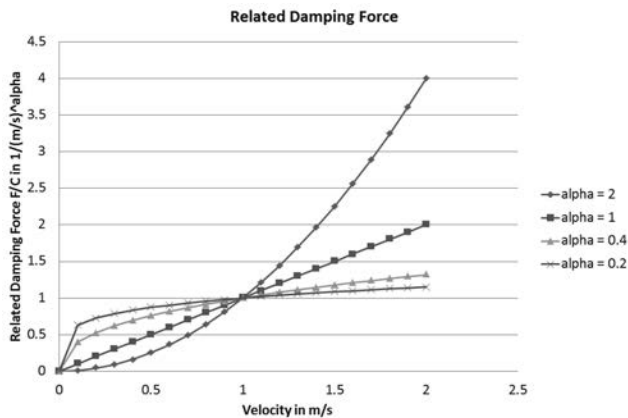


Fig. 9: Typical force vs. velocity damping characteristic of a viscoelastic support with alpha term between 0.1 and 0.4. For reference also shown are conventional hydraulic damping characteristics with alpha equal 1 and 2 which represent linear damping and square damping functions.

#### Influence of Temperature:

The temperature of the viscoelastic damping device has a significant influence on the pre-pressure  $p_0$  and needs to be taken into account since the static deflection of the isolated equipment will change with temperature. In Fig. 10 three different sets of performance curves are shown with temperatures 20°C, 40 °C and 60 °C. For the shown examples the differences in static preload is increasing for approximately 80 %. In the plotted example for a temperature increase of  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$  a change of the static deflection from initially 3 mm to 5 mm occurs.

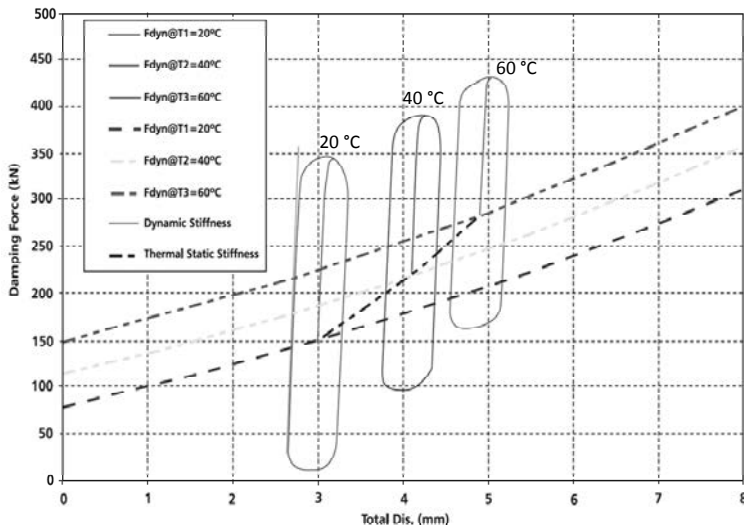
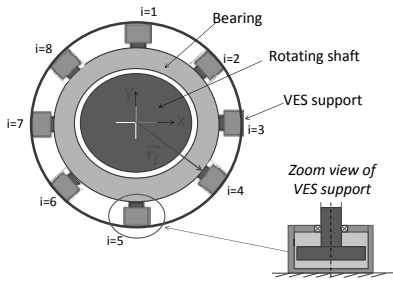


Fig. 10: Performance Simulation of a Visco-Elastic-Support [2] for different temperatures

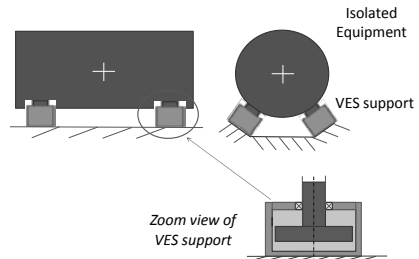
Fortunately, the temperature change has on the viscoelastic fluid characteristics (compressibility and viscosity) an opposite effect. The heating leads to an increase of the pressure (due to the thermal expansion) and a drop of the viscosity. The cooling leads to a drop of the pressure and an increase of the viscosity. Globally, for the usual required range of operating temperature, the 2 opposite effects are automatically compensated.

## 6. Application Examples with Visco-Elastic-Supports

In this section two different kind of examples with VES mount technology will be discussed. The examples are representing both linear and rotational vibrations. The first example is a bearing support for heavy rotational loads with 8 VES elements circular mounted (see Fig. 11 left). The second example is bearing support with four 45 degree inclined VES elements (see Fig. 11 right).



Picture Source: ITT Control Technologies EMEA GmbH



Picture Source: ITT Control Technologies EMEA GmbH

Fig. 11: **Left:** VES for use as bearing support for heavy rotational loads. The arrangement consists of  $i = 1 \dots M$  VES elements ( $M=8$ ). **Right:** 45 degree inclined VES for use as bearing support for heavy static and dynamic loads, e.g. generators and gear-boxes

The resulting stiffness for a combination of VES elements will be analyzed as next. Following equations can be used for both left and right arrangement of Fig. 11. The used coordinates  $x$  and  $y$  can be taken from Fig. 11 left. The VES elements are specified by the index  $i = 1 \dots M$ , where  $M$  is the total number of elements.

The vector to describe the direction of the VES element can be expressed with index  $i$  in global coordinates:

$$\vec{r}_i = \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix} \quad \text{Eq. (9)}$$

The vector to describe the stiffness and direction of the VES element with index  $i$  is:

$$\vec{c}_i = C * \vec{r}_i \quad \text{Eq. (10)}$$

The resultant stiffness in  $x$ - and  $y$ -direction as scalar leads for following formulation:

$$C_x = \sum_{i=1}^M \vec{c}_i * \vec{e}_x \quad \text{Eq. (11)}$$

$$C_y = \sum_{i=1}^M \vec{c}_i * \vec{e}_y \quad \text{Eq. (12)}$$

In the following a more detailed analysis and simulation will be performed for the isolated equipment of Fig. 11 (right) which represents a bearing support with four 45 degree inclined VES elements. This generic example is typical for applications like generators and gearbox-

es with heavy static and dynamic loads. The 45 degree mounting orientation has the intention to achieve a symmetrical stiffness in horizontal and vertical direction. In the following table the application data for this example are summarized:

Tab. 1: Generic application data for a vibration isolation of a generator or gearbox

Attribute	Quantity
Mass	m=2.5 metric tons
Anti-vibration VES mounts	Quantity: 4, Orientation: 45 degree
Stroke capacity	≤ 10 mm
Frequency range to be isolated	> 28 Hz
Minimum isolation	> 90 %
Target natural frequency	$f_{natural} = 7 \text{ Hz}$
Method of vibration test	1 mm constant input vibration level
Frequency range	3 Hz – 100 Hz

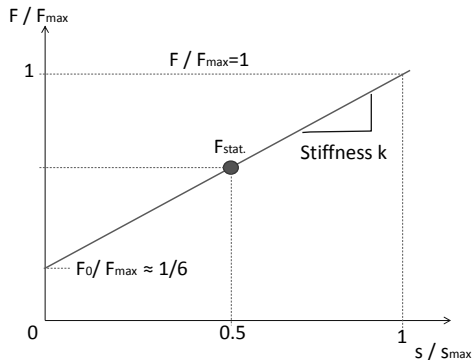
According to the previous section the sizing of the VES has to be done as combination of static sizing in regards of static load and stiffness and the right choice of natural frequency of the system. Concentrating on the vertical axis the static load of 2.5 tons is distributed on 4 mount locations. The preload per isolator is the dead load divided by 4 and multiplied with  $\sqrt{2}$  for taking the incline angle of 45 degree into account:

$$F_{stat.} = \sqrt{2} \cdot \frac{m \cdot g}{4} \quad \text{Eq. (13)}$$

Since the pressure range of a viscoelastic unit is limited in regards of material strength constraints the piston rod diameter can be chosen accordingly to achieve the preload force at a certain stroke position. In the next step by converting Eq. (1) the required stiffness of the viscoelastic spring can be computed as follow:

$$k = \sqrt{2} \cdot \frac{m}{4} (2\pi f_{natural})^2 \quad \text{Eq. (14)}$$

The factor  $\sqrt{2}$  has been taken into account again to consider the 45 degree inclined mount orientation. Now the quasi-static spring sizing function looks as follow:



#### VES Parameter:

Static load:  $F_{stat.} = 8671 \text{ N}$

Natural frequency:  $f_{natural} = 7 \text{ Hz}$

Spring stiffness:  $k = 1709 \text{ N/mm}$

Maximum deflection:  $s_{max} = 10 \text{ mm}$

Static deflection:  $s_{static} = 5 \text{ mm}$

Maximum load:  $F_{max} = 17220 \text{ N}$

Zero load:  $F_0 = 2870 \text{ N}$

Fig. 12: VES design parameters to meet the application requirements

With the selected VES devices the following simulation results will be discussed in the following:

1. Hysteresis curves at resonance frequency for different damping coefficients  $C$
2. Transmissibility curve in the frequency range 3 Hz – 100 Hz

#### Hysteresis curves at resonance frequency

The hysteresis curves are simulated results which are performed at the frequency of 7 Hz

and an

amplitude of  $\pm 2.5 \text{ mm}$ . The damping coefficient  $C$  is varied in the range of  $100 \text{ N/(m/s)}^\alpha$  to  $5000 \text{ N/(m/s)}^\alpha$  for different alpha terms of 0.1 and 0.4.

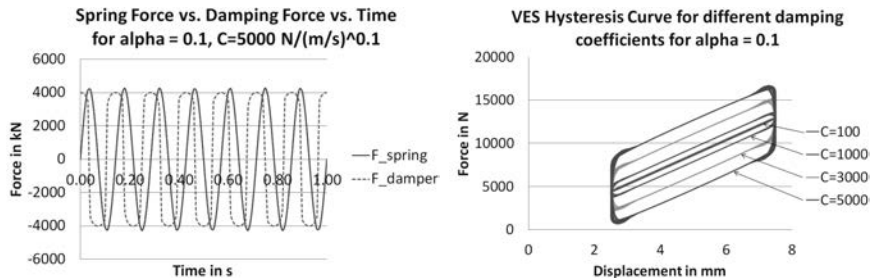


Fig. 13: **Left:** Spring and damping force for alpha 0.1 and damping coefficient  $C=5000 \text{ N/(m/s)}^{0.1}$ . **Right:** Hysteresis curves for alpha 0.1 and different damping coefficients.

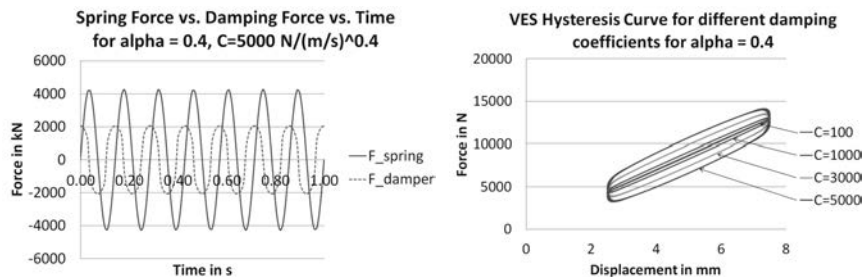


Fig. 14: **Left:** Spring and damping force for alpha 0.4 and damping coefficient  $C=5000 \text{ N/(m/s)}^{0.4}$ . **Right:** Hysteresis curves for alpha 0.4 and different damping coefficients.

### Transmissibility Curve

The following transmissibility curves are showing the response for a sinusoidal input vibration with constant amplitude (see Table 1) along the frequency range 3 Hz up to 100 Hz. The natural frequency is located at 7 Hz. In a dotted line the relative displacement of the VES element is shown. It is referenced on the maximum stroke capability of the unit.

The results of Fig. 15 were achieved by an alpha of 0.4 and a damping coefficient of 3000  $\text{N/(m/s)}^{0.4}$ . In Fig. 16 the results were achieved by an alpha of 0.4 and a damping coefficient of 5000  $\text{N/(m/s)}^{0.4}$ . As an outcome of these both plots it can be stated that the damping coefficient is absolutely critical in terms of amplification at resonance and the vibration

isolation at higher frequencies. The amplification factor varies between 1.5 and 4 in Fig. 15 and 16 depending on the damping coefficient. Choosing a damping coefficient less than  $3000 \text{ N/(m/s)}^{0.4}$  leads to an exceeded stroke in the resonance point which needs to be avoided. In order to reduce this critical amplification the damping coefficient needs to be increased. The negative aspect of a larger damping coefficient is a decreasing quality of vibration isolation for higher frequencies. A compromise between both leads to the best results.

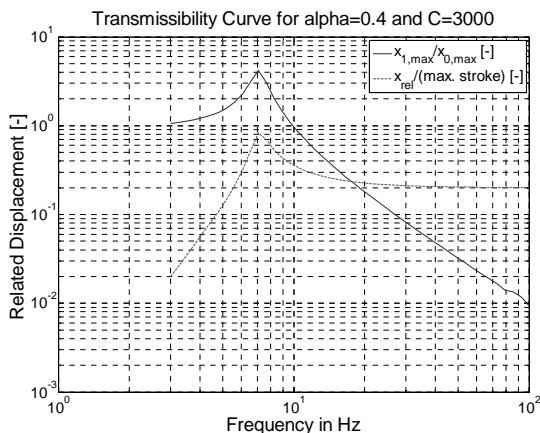


Fig. 15: Transmissibility curve for  $\alpha$  0.4 and damping coefficient  $C=3000 \text{ N/(m/s)}^{0.4}$ .

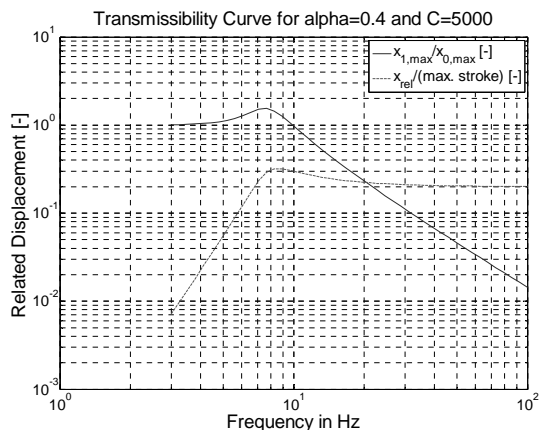


Fig. 16: Transmissibility curve for  $\alpha$  0.4 and damping coefficient  $C=5000 \text{ N/(m/s)}^{0.4}$ .

- [1] Wind Kraft Journal 05/2005. Schwingungselemente für Windkraftanlagen: Link: [www.esm-gmbh.de/getasset.php?asid=379](http://www.esm-gmbh.de/getasset.php?asid=379)
- [2] Bundes-Immissionsschutzgesetz – Schallimmissionen
- [3] Visco-Elastic Support (VES Series), ITT ENIDINE, Link: [www.enidine.com](http://www.enidine.com), 11/2011
- [4] Shock and Vibration Products, ITT ENIDINE, Link: [www.enidine.com](http://www.enidine.com), 9/2012
- [5] Hydraulik, Dieter Will, Norbert Gebhardt, Springer Berlin Heidelberg, 2011



## **Ausrichtbedingte Zusatzschwingungen online erfassen und gezielt reduzieren**

Dipl.-Ing. **Pascal Locoge**, Dr. **Edwin Becker**,  
PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH, Ismaning

### **Einleitung**

Triebstrangkomponenten auf Windenergieanlagen werden kompakter und leistungsfähiger bei sinkender Einsatzmasse. Die dynamischen Beanspruchungen in der Windenergieanlage selbst können standortbezogen und je nach Betriebsweise zunehmen, was wiederum zu erhöhten Schwingungen und mehr Materialbeanspruchungen mit vorzeitigem Verschleiss führt.

Advanced Condition Monitoring Systeme eignen sich, um nicht bestimmungsgemäße, Verschleiss fördernde Betriebszustände zu erkennen, dominierende Schwingungserreger in rotierenden Maschinen zu identifizieren und dann beispielsweise durch präzises Ausrichten von Triebstrangkomponenten zueinander Schwingungen zu reduzieren.

PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH hat Condition Monitoring Techniken entwickelt, um sowohl sehr niederfrequente Maschinenschwingungen als auch sehr hochfrequente Körperschallschwingungen mobil, online temporär und online permanent zu erfassen. PRÜFTECHNIK ist aber auch Marktführer bei modernen Ausrichtprüftechniken, um durch höhere geometrische Genauigkeiten Schwingungsminde- rung zu erreichen.

### **1. Betriebserfahrungen und Schadensanalysen**

Betriebserfahrungen zeigen, dass es bei Windenergieanlagen durch die extremen Betriebsbeanspruchungen und der anwendungsbedingten Leichtbauweise trotz sorgfältiger Konstruktion und Fertigung zu Beeinträchtigungen der Funktionsfähigkeit, zu Schäden, zu Mangel, zu Fehler, Schwachstellen, Ausfall und zu Störungen kommen kann. Unabhängig von Schadensursachen, Schadensablauf, Schadensbild und Art der betroffenen Triebstrangkomponente erklären sich Schäden aus einer Vielzahl von physikalischen, chemischen und elektrochemischen Vorgängen.

Bei rotierenden Maschinen unterscheidet man gern zwischen Schäden durch Abnutzung, Schäden durch Produktfehler, Schäden durch Betriebsfehler und dem Menschen als Schadensverursacher. Es ist nicht nur Erfahrung von PRÜFTECHNIK, dass insbesondere für den schnell drehenden Bereich fertigungstechnische Genauigkeitsanforderungen hoch sind, und bei Abweichungen davon der Einfluss dynamischer Zusatzbeanspruchungen und Schwingungen zunimmt.

Mit innovativen Condition Monitoring Techniken ist man in der Lage, Ursachen für erhöhte Schwingungen zu analysieren und Anregungen in Abhängigkeit von den Betriebszuständen zu überwachen. Sind die dominierenden Schwingungserreger identifiziert, lassen sich durch mehr Präzision beim Wellenausrichten und beim industriellen Ausrichten Schwingungsanregungen mindern. Mehr Präzision heisst, dass damit z.B. bei Generatoren, wie in Bild 1 gezeigt, auch Wälzlagerungen, die während ihrer Abroll-, Reib- und Stoßvorgängen komplexen Beanspruchungen unterliegen, besser „laufen“ und es mit erhöhten Lebensdauern „danken“.

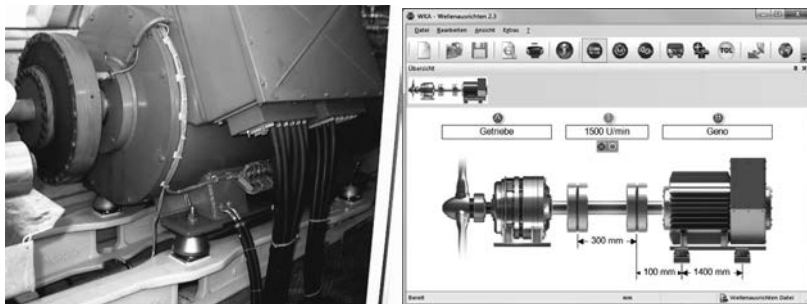


Bild 1: Ansicht eines Generators in einer kleinen WEA und Konfiguration vor dem Ausrichten

## 2. Schwingungsgrößen und Condition Monitoring Methoden

Als Schwingung wird die „kontinuierliche, sich periodisch wiederholende, schnelle rhythmische Bewegung einer Maschine oder eines Maschinenteils in Bezug auf seine Ruhelage“ bezeichnet. Mechanische Schwingungen werden ausgelöst durch Kraftwirkungen, die im System entstehen bzw. dem System periodisch zugeführt werden. Grundsätzlich ist in der Antriebstechnik und bei der Zustandsdiagnose zwischen folgenden Schwingungsgrößen zu unterscheiden:

- a) Drehmoment- und Lastschwingungen
- b) Wellenschwingungen

- c) Maschinenschwingungen
- d) Körperschallschwingungen
- e) Luftschallschwingungen
- f) Eigenschwingungen

Je nach Anwendung, Einsatzbedingungen und Betriebszuständen prägen sich die verschiedenen Schwingungsarten unterschiedlich stark aus, was für eine kontinuierliche Online-Überwachung spricht.

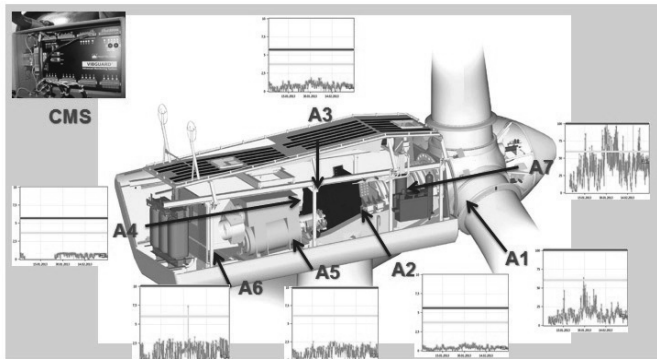


Bild 2: Permanentes Überwachen von Betriebszuständen anhand von Schwinggeschwindigkeitskennwerten

Bezogen auf Triebstrangschwingungen hat sich gezeigt, dass die Maschinenschwingungen bzw. Schwinggeschwindigkeiten in mm/s einen hohen Informationsgehalt besitzen. Schwinggeschwindigkeiten sind die entscheidende Messgröße, um Schwinggüten von einzelnen Triebstrangkomponenten oder miteinander gekoppelten Triebstrangkomponenten einzuschätzen. Sie sind natürlich im schnell drehenden Bereich mehr ausgeprägt. So lassen sich Ausrichtgüten zwischen Generator und Getriebe sehr gut auf Basis von drehfrequent und doppeldrehfrequent gefilterten Schwinggeschwindigkeiten überwachen und Veränderungen erkennen.



Bild 3: Sowohl einzelne Triebstrangkomponenten als auch Triebstranggruppen erzeugen bei Abweichungen vom bestimmungsgemäßen Zustand Zusatzschwingungen

## 2.1. Schwingungen und Ausrichtzustände „monitoren“ (Level 1)

Schwingungen können mit schützenden- (Protektion-) und mit vorbeugenden (Predictive-) Prüftechniken überwacht werden. Grundsätzlich ist bei beiden Condition Monitoring Techniken zu unterscheiden zwischen Monitoring auf Basis von Schwingkennwerten und Monitoring auf Basis von (spektralen) Diagnosekennwerten.

Für Windenergieanlagen existieren seit Erscheinen der VDI 3834 bzw. ISO 10816-21 Orientierungsgrundlagen auch bezüglich Maschinenschwingungen in mm/s. In diesen international geltenden Standards sind die erforderliche Kennwertbildung und die für verschiedene Triebstrangkomponenten zu bewertende Schwingungsamplituden verankert. Des weiteren bekommt man komponentenspezifische Informationen, ab welchen Schwingungsamplituden man Warnzustände und Alarmzustände erreicht. Erfahrung von PRÜFTECHNIK ist, dass dies auch für das resultierend ergebene Maschinenschwingungsverhalten aneinander gekuppelter Triebstrangkomponenten gilt. Wird beispielsweise ein Generator falsch zum Getriebe ausgerichtet, werden zumindest die Generatorschwingungen bei Triebsträngen nach dem dänischen Konzept in den „Gelb-Bereich“ ( $> 6 \text{ mm/s}$ ) oder sogar in den „Rot-Bereich“ ( $> 10 \text{ mm/s}$ ) der DIN ISO 10816-21 kommen.

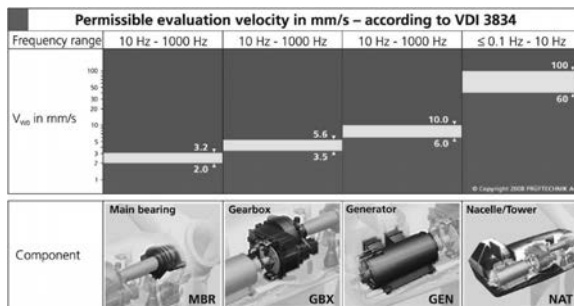


Bild 4: Schwinggeschwindigkeiten als Maß für die Maschinenschwingungen und zur Orientierung, ob ausrichtbedingte Zusatzschwingungen in Erwägung zu ziehen sind

Diese Schwingungsstandards geben jedoch keine Antworten und Empfehlungen bei mehr komplexen Schwingungserscheinungen oder Vorgehensweisen diskreter Störerscheinungen. Lediglich Anlage 1 der 2015 neue erschienenen VDI 3834-1 gibt gewisse erläuternde Zusatzinformationen zur Bedeutung von Auswuchtgüten auf das Schwingungsverhalten von Windenergieanlagen. Andere Erreger bedeuten, dass zwingend das Messen von Frequenz- und Ordnungsspektren erforderlich ist.

## 2.2. Schwingungen und Ausrichtzustände diagnostizieren (Level 2)

Ein Generator schwingt zu stark. Getriebschwingungen sind erhöht. Liegt dies an den Triebstrangkomponenten selbst oder sind Ausrichtzustände nicht optimal?

Schwingungstechnisch wird jetzt das Messen und Überwachen von Frequenz- und Ordnungsspektren erforderlich, und kontinuierliche Kennwert- und Phasenmessungen werden sinnvoll.

Neben diesen Level 2- Messdaten werden für weitere Analysen technische Informationen zum Komponentendesign, zum Grundrahmendesign und zur verwendeten Kupplung selbst erforderlich.

Dann versucht der Schwingungsspezialist meist in den Ordnungsspektren die Erreger der erhöhten Maschinenschwingungen zu identifizieren und überprüft nach nichttypischen Betriebszuständen. Zugleich wird nach ungewöhnlichen Mustern in den Spektren gesucht. Erläutert sei dies anhand von Generatorschwingungen. Nach Kenntnis des konstruktiven Ge-

neratoraufbaus in der WEA werden berechnete Erregungen den gemessenen Erregungen zugeordnet. Dominiert dann beispielsweise die doppelte Drehfrequenz, liegt oft ein Taumeln infolge von klaffungsbedingten Ausrichtfehlern vor. Treten erhöhte drehfrequente Anregungen in den Schwingungsschwindigkeitsspektren auf, könnte dies in versatzbedingten Ausrichtfehlern begründet sein.

Voraussetzung derartiger Diagnosemessungen ist natürlich, dass bei Windenergieanlagen genügend Wind war. Da dies bei mobilen Messungen manchmal schwierig ist, eignen sich Online-Prüftechniken besser.

Bild 5 zeigt einen Trendverlauf einer Windenergieanlage, gemessen mit einem Online-System über mehrere Wochen. Ein Weiterbetrieb war zwar noch eine gewisse Zeit möglich, der Schwingungsanstieg erforderte jedoch Instandsetzungsmaßnahmen.

Doch nicht immer sind die ausrichtbedingten Zusatzschwingungen so dominant wie in Bild 5 gezeigt. PRÜFTECHNIK nutzt deshalb bandpassgefilterte Diagnosekennwerte.

Zuvor wird jedoch über eine FMEA basierte Diagnosestrategie analysiert, welche Montagebedingungen und Einsatzbedingungen vorliegen und welche Kupplungstypen verwendet wurden. So sind auch Einsatzfälle bekannt, wo eine deutliche Schwingungsreduktion für den Generator erst dann erreicht wurde, nachdem von elastischer Montageart auf starre Montageart umgebaut wurde.

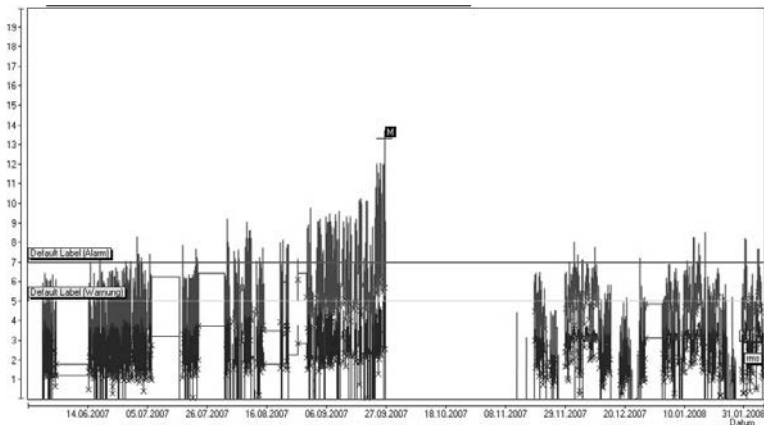


Bild 5: Online-Überwachung mit einem Anstieg der Maschinenschwingungen

### 2.3. Korrektorempfehlungen (Level 3)

Neben der Zustandsdiagnose sind Anlagenbetreiber und Hersteller interessiert an Möglichkeiten zur gezielten Schwingungsminderung. Dies bedeutet, dass man sich zuerst mit dem System „Abtrieb vom Triebstrang“ beschäftigen muß, bevor man in die Veränderung geht. Bild 6 zeigt ein Ishikawa –Schema, was die Teilkomponente „Abtrieb vom Triebstrang“ weiter beschreibt.

Hat man derartige Struktur erarbeitet, lassen sich Ansatzpunkte zur Verbesserung erkennen.

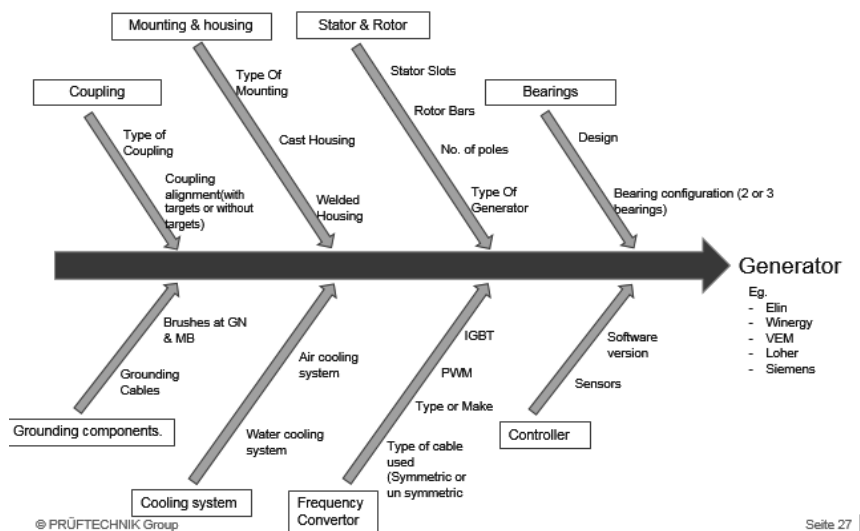


Bild 6: Ansicht eines Ishikawa-Schemas zur Generatoranalyse

Nachfolgend einige Möglichkeiten:

#### a) Integrierter Generator

Wenn ähnlich wie bei Getriebemotoren Getriebe und Generator eine Einheit bilden, hätte man bei guter Fertigungsgüte überhaupt keine ausrichtbedingten Störeinflüsse, wenn es da nicht andere Nachteile dieser Lösung gäbe.

### **b) Drehzahlreduktion**

Geringere Drehzahlen bedeuten für Kupplungen mehr Ausgleichfähigkeit und massenmäßig größere Generatoren, die von Hause aus weniger schwingen. Wenn dann nicht die höheren Kosten wären.

### **c) Verwenden besser ausgleichender Kupplungen**

Ausrichtbedingte Zusatzschwingungen gekoppelter Maschinen entstehen erst dann, wenn die Rückstellkräfte in der Kupplung zu hoch werden und/oder die Kupplung nicht mehr in der Lage ist, die Versätze und Winkelfehler auszugleichen. Wenn da die sehr gut ausgleichenden Kupplungen nicht so teuer wären.

### **d) Dokumentiertes Ausrichten**

Ausrichten von Wellen zueinander (und nicht von Kupplungen) ist Aufgabe von Richtmeistern. Während vor einigen Jahren noch das messuhrenbasierte Ausrichten üblich war, kommt laserbasiertes Ausrichten mehr und mehr in die Branche. Oft wird jedoch die Dokumentation vernachlässigt oder das verwendete laserbasierte Ausrichtgerät hat keine Möglichkeiten dazu. Erreichte Ausrichtzustände in Protokollen zu dokumentieren und systematisch abzulegen, sollte zur Pflicht werden.

### **e) Sicheres Ausrichten mit Lasertechnologie**

Laserbasiertes Ausrichten erlaubt es, Arbeitssicherheitsanforderungen gerecht zu werden. In modernen Wellenausrichtsystemen ist es nicht mehr notwendig, 0 Uhr, 3 Uhr, 6 Uhr und 9 Uhr-Positionen anzufahren und diskret zu messen.

### **f) Berücksichtigen von Ausrichtvorgaben**

Infolge der elastischen Lagerung von Generator und Getriebe sollte unbedingt mit Ausrichtvorgaben gearbeitet werden. Erfahrung ist jedoch, dass Ausrichtvorgaben nicht vorhanden sind oder nur grob abgeschätzt wurden. Bild 7 zeigt eine temporäre Messeinrichtung zur Ermittlung von Ausrichtvorgaben auch über längere Zeiträume. Je zwei Permalin-Systeme werden fest am Generator- und am Getriebegehäuse montiert und Verlagerungszustände während Stillstand, Anfahren, unterschiedlichen Lastzuständen und Abfahren gemessen. Zur Datenaufzeichnung lassen sich bei PRÜFTECHNIK auch zertifizierte CMS wie der VIBROWEB XP verwenden.



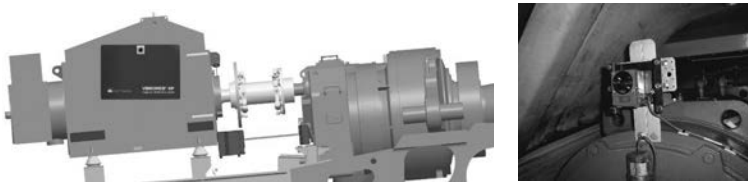


Bild 7: Ansicht eines Triebstranges und einer temporären Verlagerungsanalyse mit Permalign

### 3. Schwingungen durch geometrische Präzision reduzieren

Neben Maßtoleranzen spielen bei rotierenden Maschinen Form- und Lagetoleranzen eine zunehmende Rolle. Des weiteren sind Maschinenkomponenten bestimmungsgemäß so aufzustellen und miteinander zu koppeln, dass bei den höheren Drehzahlen und Belastungen keine Zwänge und Zusatzkräfte zwischen den gekuppelten Maschinenkomponenten wirken. PRÜFTECHNIK hat derartige laserbasierte Messtechniken entwickelt und selbst im Einsatz.

#### 3.1 Formabweichungen (Geradheiten und Ebenheiten) verbessern

Formabweichungen sind beispielsweise Abweichungen in den Geradheiten und Ebenheiten. Moderne laserbasierte Prüftechniken erlauben es, Geradheiten und Ebenheiten mit einer Auflösung von 0,02 mm zu vermessen. Bild 8 zeigt das Prinzip einer derartigen Messeinrichtung mit einstellbarem rotierenden horizontalen oder vertikalen Laserstrahl.

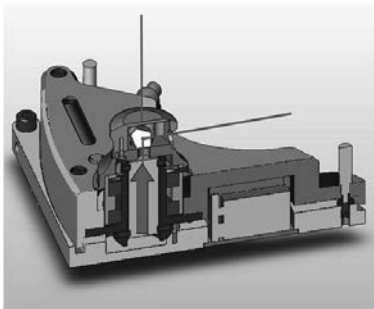


Bild 8: Schematische Darstellung eines rotierenden LASER-Sender und Empfängersystems, um Geradheiten, Rechtwinkligkeit und Ebenheiten zu vermessen

Mit dem LEVALIGN-Messsystem lassen sich auch für Turmflansche von Windenergieanlagen Geradenheiten der X- und Y-Achse und Ebenheiten einer Fläche oder eines Kreises ermitteln. Beispielhaft dargestellt sei eine Flanscmessung für einen Gittermastturm.



Bild 9: Prüfen der Ebenheit eines Turmflansches mit Levalign

### 3.2. Lagegenauigkeiten (von Lagergassen und Achslagen) verbessern

Mehrfach gelagerte Maschinen verlangen bei zunehmender Leistungsdichte höhere interne und externe Achslagegenauigkeiten. Innere Achslagen lassen sich verbessern, wenn auch Bohrungen zueinander ausgerichtet oder Lagergassen anforderungsgerecht innerhalb der Toleranzen montiert werden.

### 3.3. Wellenausrichtung (radial, winklig) verbessern

Das Wellenausrichten beinhaltet grundsätzlich Ausrichten in vertikaler und in horizontaler Richtung. Ausgewiesen wird immer der Radialversatz und der Winkelversatz (wahlweise als Klaffung in mm/100 mm oder als mrad). Die nachfolgende Tabelle enthält Empfehlungen der PRÜFTECHNIK für Ausrichtgenauigkeiten in industriellen Antrieben.





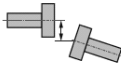

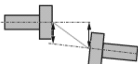
	Drehzahl	metrisch [mm]		Zoll [mils]	
Kippfuß	(50-60Hz)	0.06 mm		2.0 mils	
Standardkupplungen		Akzeptabel	Ausgezeichnet	Akzeptabel	Ausgezeichnet
					
Versatz 	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Winkel (Klaffungsunterschied per 100mm Durchmesser, von der Kupplungs- kannte gemessen) 	600	0.13	0.09	15.0	10.0
	750				
	1500	0.07	0.05		
	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0
Versatz bei Zwischenwellen und Ganzstahlkupplungen (per 100 Millimeter bzw. 1 Zoll Wellenlänge) 	600			3.0	1.8
	750	0.25	0.15		
	1500	0.12	0.07		
	1800			1.0	0.6
	3000	0.07	0.04		
	3600			0.5	0.3
	6000	0.03	0.02		
	7200			0.3	0.2

Bild 10: Empfohlene Ausrichttoleranzen

Mit modernen, lasergestützten Ausricht-Prüftechniken lassen sich derartige Genauigkeiten erzielen und natürlich kontrollieren. Oft entscheiden aber Vorgabewerte oder auch Messbedingungen über die letztlich erzielten Genauigkeiten. Dargestellt sei dies anhand zweier Fotos vom Ausrichten von Generatoren zu Getrieben in Windenergieanlagen. Durch die elastische Aufstellung von Getriebe und Generator muss je nach Anlagentyp mit Vergabewerten bis zu 1 mm kalt „falsch“ gerichtet werden. Des weiteren ist wegen der begrenzten Drehmöglichkeit und des durch die Bremse eingeschränkten Drehbereiches die „Sweep“-Messfunktion unabdingbar. Die Sweep-Messfunktion erfasst während einer kontinuierlichen Wellendrehung von weniger als 90 Grad, von einer beliebigen Wellenposition ausgehend, permanent die Ausrichtdaten.

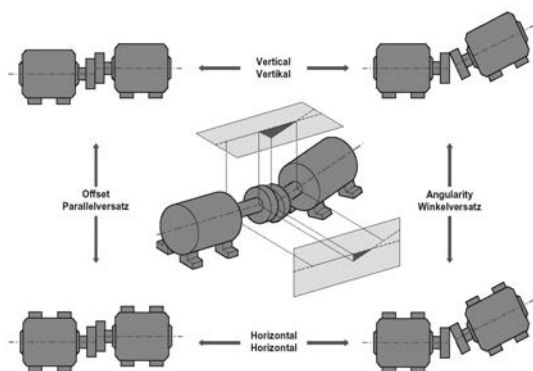


Bild 11: Ausrichtabweichungen und Toleranzanforderungen für industrielle Antriebe.

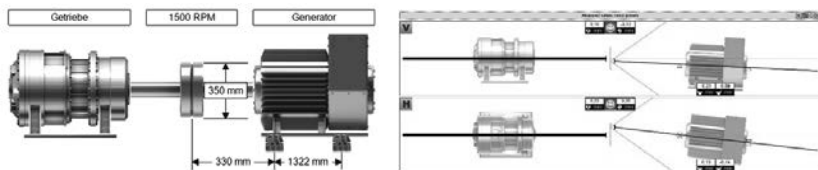


Bild 12: Ausrichten auf Windenergieanlagen mit Beispieldiagramm

#### 4. Zusammenfassung

Condition Monitoring Methoden bieten die Möglichkeit, ausrichtbedingte Schwingungsursachen zu erkennen und nach der Korrektur zu kontrollieren, ob die Korrekturen erfolgreich waren. Im Bericht wird anhand von Beispielen gezeigt, wie Schwingbeanspruchungen sich messen und wie anschließend mit laseroptischen Ausrichtprüftechniken ausrichtbedingte Schwingungen reduziert werden



# **Lastkollektivminimierung in Antriebstrangstrukturen von Windenergiekonvertern unter Berücksichtigung der Netzwechselwirkungen**

Univ. Prof. Dr.-Ing. habil. **Constantinos Sourkounis**,  
Dipl.-Ing. **Alexander Broy**, M.Eng. **Pavlos Tourou**,  
Ruhr-Universität Bochum, Bochum

## **Kurzfassung**

Mit steigender Nennleistung und Leistungsdichte bei Windenergieanlagen rücken die Betrachtung und Dämpfung von Schwingungen insbesondere im mechanisch-elektrischen Strang immer mehr in den Fokus der Optimierung. Da die Windgeschwindigkeit einer stochastischen Fluktuation unterliegt, die über die Anlagenlebensdauer extreme Werte annehmen kann, resultieren für die Komponenten und Teilsysteme einer Windenergieanlage extreme Lastkollektive. Darüber hinaus ergeben sich nennenswerte Belastungen für den mechanisch-elektrischen Antriebsstrang durch Interaktionen mit dem elektrischen Netz, besonders bei Netzfehlern wie zum Beispiel bei Kurzunterbrechungen oder Kurz- und Erdschlüssen. Dies betrifft in hohem Maße Antriebsstrangstrukturen mit doppelt gespeistem Asynchrongenerator.

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein Regelungskonzept auf Basis einer Zustandsregelung für eine aktive Lastkollektivminimierung im Antriebsstrang von Windenergieanlagen bei Netzfehlern vorgestellt. Um die Anforderungen an Stellgrößenbedarf und dynamische Schwingungsdämpfung im Antriebstrang wie auch in den Rotorblättern erfüllen zu können, wird die Struktur einer PID-Zustandsregelung zu Grunde gelegt und auf Basis der Polvorgabemethode ausgelegt. Die entworfene PID-Zustandsregelung wurde auf Basis der Kriterien der Lastkollektivminimierung und der aktiven Reduzierung des Stellgrößenbedarfs verfügbaren Regelkonzepten gegenübergestellt (z. B. einer Zustandsregelung mit Reglerauslegung nach dem LQR-Verfahren).

## **1. Einführung**

Die aktuelle weltweite Diskussionen über die negativen Einflüssen des kontinuierlich steigenden CO<sub>2</sub>-Ausstoßes auf das Klima und die Umwelt setzen mehr und mehr den Fokus auf

eine Energieversorgung, die die regenerativen Energiequellen als Basis hat. Hochindustrialisierte Länder, wie die Bundesrepublik Deutschland stellen hohe Anforderungen an die Qualität und Sicherheit der Energieversorgung, woraus ebenfalls hohe technologische Herausforderungen resultieren. Unter anderem betrifft dies in hohem Maß die Nutzung der Windenergie.

Mit steigender Nennleistung der Windenergieanlagen ergibt sich eine Reihe von Bestrebungen das Betriebsverhalten des Energieumwandlungsstrangs zu optimieren. In den Fokus der aktuellen Forschungsaktivitäten rücken das dynamische Betriebsverhalten des mechanisch-elektrischen Energieumwandlungsstrangs und die Wechselwirkungen der einzelnen Teilsysteme untereinander. Insbesondere der Einfluss von Netzfehlern auf Betriebsverhalten des mechanisch-elektrischen Antriebsstrangs und das resultierende Lastkollektiv stellt eine Herausforderung dar.

Ziel des Beitrages ist ein adäquates Regelkonzept zu entwickeln und zu erproben welches den Betrieb von Windenergieanlagen bei Netzfehlern so gestaltet dass einerseits die jeweils geltenden Grid Codes erfüllt werden und andererseits die Schwingungen und vor allem die Torsionsschwingungen aktiv gedämpft werden. Insgesamt soll das Lastkollektiv im mechanisch-elektrischen Antriebsstrang minimiert werden, wodurch eine Erhöhung der Wirtschaftlichkeit durch eine verbesserte Verfügbarkeit und eine erweiterte Lebensdauer herbeigeführt wird.

Im Rahmen dieses Beitrages soll ein neues Regelkonzept mit dem Ziel einer aktiven Dämpfung von Torsions- und Stromschwingungen im mechanisch-elektrischen Antriebsstrang entwickelt werden und vergleichend zu bestehenden Regelkonzepten untersucht werden. Für die Entwicklung und Erprobung des neuen Regelkonzeptes wurde ein Dreimassenschwinger-Modell des mechanischen Teilsystems zugrunde gelegt.

## **2. Grundsätzliche Antriebstrangstruktur mit doppelt gespeistem Asynchrongenerator**

Die meisten installierten Windenergieanlagen der Megawatt-Klasse auf der ganzen Welt verfügen über eine doppelt gespeiste Asynchronmaschine als Generator [10]. Der besondere Vorteil dieser Art vom Generator liegt in der erforderlichen Dimensionierung des Umrichters im Läuferkreis. Bereits bei einer Nennleistung des Umrichters von 25 bis 30 % der Generatornennleistung wird ein Betrieb im gleichen Drehzahlbereich wie bei einem voll umrichter gespeisten Generator erreicht. Die doppelt gespeiste Asynchronmaschine kombiniert eine effiziente und kostengünstige Lösung eines drehzahlvariablen Generatorsystems für Windenergieanlagen. Der Windrotor ist in den meisten Fällen über ein dreistufiges Getriebe mit dem Generator mechanisch gekoppelt (Bild 1). Das elektrische Wicklungssystem im Stator ist



direkt über einen Hochsetz-Transformator mit dem elektrischen Netz verbunden. Dagegen ist der Rotorkreis über einen Zwischenkreisumrichter mit einer bidirektionalen Leistungsübertragung an das elektrische Netz angeschlossen. In diesem Fall stellt die Zwei-Level-Schaltungstopologie die Standard-Lösung dar. Der generator- sowie der netzseitige Gleich-/Wechselrichter werden als eine B6-IGBT-Brückenschaltung ausgeführt. Der rotorseitige Teilumrichter (RSC) speist die Rotorwicklung mit einer Frequenz, die dem Schlupf des Generators entspricht. Der netzseitige Teilumrichter (LSC) ist mit der Statorwicklung und dem Netz verknüpft. Daraus resultiert eine funktionale Aufgabenteilung der beiden Teilumrichter derart, dass der RSC die Regelung der ins Netz eingespeisten Wirk- und Blindleistung übernimmt, während der LSC die Zwischenkreisspannung konstant hält und unabhängig davon zusätzliche Blindleistung an das Netz abgeben kann [17]. Bei normalem Betrieb fließt die elektrische Energie von den Statorwicklungen in das elektrische Netz, während der Energiefluss im Rotorkreis über den Zwischenkreis bidirektional sein kann. Bei einem Energiefluss vom Rotor zum Netz stellt sich ein Betrieb bei einer Drehzahl unterhalb der Synchrondrehzahl ein, während ein Energiefluss in die entgegengesetzte Richtung einen Betrieb oberhalb der Synchrondrehzahl bedeutet.

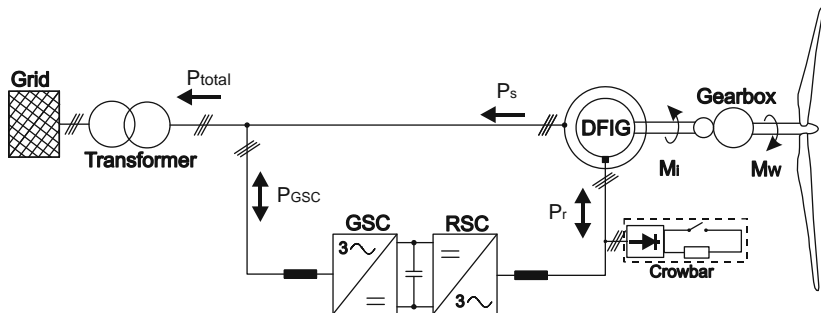


Bild 1: Funktionsschaltbild einer Windenergieanlage mit doppelt gespeister Asynchronmaschine

Der Zwischenkreisumrichter entkoppelt die Frequenz des Rotorkreises von der Frequenz des elektrischen Netzes, so dass der Rotor eine variable Drehzahl aufweisen kann. Im normalen Fall zeigen solche Generatorsysteme einen Drehzahlbereich  $\pm 30\%$  um die Synchrondrehzahl. Wie allgemein bekannt ist, steigt durch den drehzahlvariablen Betrieb bei Windenergieanlagen die Energieausbeute. Dies geschieht durch Anpassung der Drehzahl des Windrotors an die jeweils herrschende Windgeschwindigkeit, so dass der Windrotor mit dem maximal möglichen Leistungsbeiwert betrieben wird [11], [12].

### 3. Mathematisches Modell des elektrischen Teilsystems

Mit dem Ziel ein allgemein gültiges Modell des doppelt gespeisten Asynchrongenerators zu erstellen wurde eine Symmetrie im Stator- wie auch im Rotorkreis und eine lineare Magnetisierungscharakteristik angenommen. Darüber hinaus ist vorausgesetzt, dass der Generator an einem symmetrischen Drehstromnetz betrieben wird. Das Modell der doppeltgespeisten Asynchronmaschine ist im rotorfesten Koordinatensystem mit allen Rotorgrößen bezogen auf die Windungszahl des Statorkreises. Daraus resultiert folgendes Gleichungssystem:

$$\vec{v}_s = R_s \vec{i}_s + \frac{d}{dt} \vec{\psi}_s + j\omega \vec{\psi}_s \quad (1)$$

$$\vec{v}_r = R_r \vec{i}_r + \frac{d}{dt} \vec{\psi}_r + j(\omega - \omega_r) \vec{\psi}_s \quad (2)$$

Mit  $\omega$  ist die Winkelgeschwindigkeit des zu Grunde gelegten Koordinatensystems dargestellt.

Der Stator- und Rotorfluss kann in Abhängigkeit vom Stator- und Rotorstrom wie folgt beschrieben werden:

$$\vec{\psi}_s = (L_{ls} + L_m) \vec{i}_s + L_m \vec{i}_r = L_s \vec{i}_s + L_m \vec{i}_r \quad (3)$$

$$\vec{\psi}_r = (L_{lr} + L_m) \vec{i}_r + L_m \vec{i}_s = L_r \vec{i}_r + L_m \vec{i}_s \quad (4)$$

Mit

$L_{ls}, L_{lr}$  : Stator- und Rotorstreuinduktivität

$L_m$  : Hauptinduktivität

$L_s, L_r$  : Stator- und Rotorselbstinduktivität

### 4. Betriebsverhalten der doppelt gespeisten Asynchronmaschine bei Netzfehlern

Der Stator ist direkt oder über einen Transformator an das elektrische Netz gekoppelt. Jede Spannungsänderung im elektrischen Netz verursacht hohe Strom- und Drehmomentpendelungen im mechanisch-elektrischen Antriebsstrang. Insbesondere treten hohe Ströme und Spannungen im elektrischen Rotorkreis auf, wodurch der angeschlossene Zwischenkreisrichter beschädigt werden kann. In der Vergangenheit bestand in jedem Fall die Möglichkeit bei Netzfehlern die Windenergieanlage vom Netz zu trennen. Die aktuell geltenden Grid Codes erlauben nicht immer einer Trennung der Anlage vom Netz. Diese schreiben vor, dass Windenergieanlagen bei Spannungseinbrüchen von kurzer Dauer mit dem elektrischen Netz verbunden bleiben und Wirkleistung einspeisen. Zusätzlich verlangen einige der nationalen Grid Codes dass Windenergieanlagen während eines Netzfehlers die Spannung durch Bereitstellung von Blindleistung stützen.

Im Falle eines Netzkurzschlusses in der Nähe eines Windparks erfahren die Windenergieanlagen einen nennenswerten Spannungsabfall an den Statoranschlüssen des Generators. Der dynamische Spannungseinbruch am Stator führt in vielen Fällen zu einem Zusammenbruch des Statorflusses. Der Statorflussvektor, der bis zum Zeitpunkt des Netzkurzschlusses mit einer von der angelegten Spannung abhängigen Amplitude mit der Netzkreisfrequenz rotiert hat, bleibt stehen und seine Amplitude nimmt exponentiell mit der Zeit ab [13]. Gleichzeitig beginnen Gleichströme in den Statorwicklungen mit einer zeitlich abnehmenden Amplitude zu fließen. Durch die elektromagnetische Kopplung zwischen Stator und Rotor induziert der DC-Fluß im Stator aufgrund der Rotation hochfrequente Spannungen, die sich den normal über den Schlupf induzierten Spannungen überlagern. Die Amplitude der hochfrequenten Spannungen ist direkt nach dem Eintreten des Netzfehlers hoch und nimmt mit der Zeit ab. Ähnliches gilt auch für die aufgrund des Netzfehlers induzierten hochfrequenten Ströme.

## 5. Mathematisches Modell des mechanischen Teilsystems

Für die durchgeführten Untersuchungen wurde der Antriebstrang einer Windenergieanlage mit einer Nennleistung von 3 MW zu Grunde gelegt. Das mechanische Teilsystem wurde als Dreimassenschwinger vereinfacht (s. Abb 2). Bei der Reduktion der Ordnung wurde darauf geachtet, dass die für die Untersuchungen relevanten Eigenfrequenzen beibehalten werden. Das Betriebsverhalten des mechanischen Teilsystems ist durch folgende Bewegungsgleichung beschrieben:

$$J_G \frac{d\omega_G}{dt} = M_w - M_i \quad (5)$$

$$M_w = c_w \int (\omega_{RH} - \omega_G) \quad (6)$$

$$J_{RH} \frac{d\omega_{RH}}{dt} = M_{R1} - M_w - M_B \quad (7)$$

$$M_B = c_B \int (\omega_{RT} - \omega_{RH}) \quad (8)$$

$$J_{RT} \frac{d\omega_{RT}}{dt} = M_{R2} - M_B - M_{R1} \quad (9)$$

Mit  $M_{R1}$  und  $M_{R2}$  wird das Drehmoment des inneren Rotorkreises und des äußeren Rotorkreises angegeben.

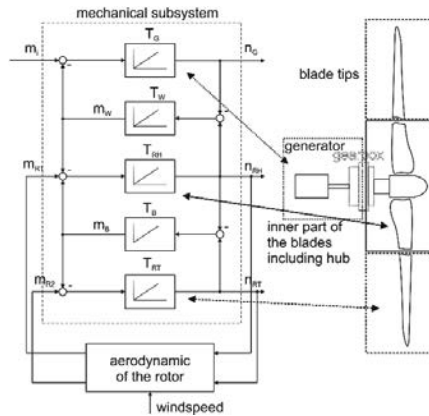


Bild 2: Mathematisches Modell des mechanischen Teilsystems

Alle Zustandsgrößen sind auf die jeweiligen Nennwerte normiert. Die mechanischen Zeitkonstanten lassen sich nach den Gleichungen 10a und 10b bestimmen.

$$T = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_G}{M_G} J_G \quad (10a)$$

$$T_c = \frac{M_G}{2 \cdot \pi \cdot n_G} \frac{1}{c} \quad (10b)$$

Bei dieser Art der Beschreibung sind das Verhalten der Massenträgheiten und die Federsteifigkeiten durch die genannten mechanischen Zeitkonstanten repräsentiert. Die Massenträgheit des Generators wird mit der Zeitkonstante  $T_R$  berücksichtigt. Die Massenträgheiten des Getriebes und der Rotornabe mit dem inneren Teil der Blätter werden in der Zeitkonstante  $T_{RH}$  zusammengefasst. Die Steifigkeit der mechanischen Verbindung zwischen Generator und Nabe wird durch die Zeitkonstante  $T_W$  repräsentiert. Genauso ist die Massenträgheit der Rotorblattspitzen mit der Zeitkonstante  $T_{RT}$  berücksichtigt und die Steifigkeit der Rotorblätter mit der Zeitkonstante  $T_B$ .

Tabelle 1: Parameter des mathematischen Modells vom mechanischen Teilsystem

Parameter und Einheit	Antriebssystem mit 3-Stufengetriebe
Gesamtmassenträgheit des Antriebsstrangs [kgm²]	18·10 <sup>6</sup>
Anteil der Massenträgheit vom Generator [%]	~10
Anteil der Trägheit von der Nabe und des inneren Bereiches von Rotorblättern [%]	~32
Anteil der Trägheit des äußeren Bereiches von den Rotorblättern [%]	58
Verhältnis von Massenträgheiten v1 [-]	~0,3
Verhältnis von Massenträgheiten v2 [-]	~0,5
Ersatzsteifigkeit c <sub>W</sub> [Nm/rad]	5·10 <sup>7</sup>
Ersatzsteifigkeit c <sub>B</sub> [Nm/rad]	6·10 <sup>8</sup>

Das mathematische Modell gibt die 1. und 2. Eigenfrequenz des realen Antriebsstrangs und dessen Beschleunigungsverhalten wieder. Die Vorgehensweise zur Modellierung und Reduktion der Ordnung ist detailliert in zahlreichen vorherigen Arbeiten beschrieben [14], [15] und [16]. Die Parameter des mathematischen Modells sind in Tabelle I gegeben

$$\underbrace{\begin{pmatrix} \dot{n}_G \\ \dot{m}_W \\ \dot{n}_{RH} \\ \dot{m}_B \\ \dot{n}_{RT} \\ \dot{m}_i \end{pmatrix}}_{\underline{\dot{x}}} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{T_G} & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_G} \\ -\frac{1}{T_W} & 0 & \frac{1}{T_W} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_{RH}} & 0 & \frac{1}{T_{RH}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_B} & 0 & \frac{1}{T_B} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{RT}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{SR}} \end{pmatrix}}_{\underline{A}} \underbrace{\begin{pmatrix} n_G \\ m_W \\ n_{RH} \\ m_B \\ n_{RT} \\ m_i \end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T_{SR}} \end{pmatrix}}_{\underline{b}} \cdot \underbrace{\frac{m_{\text{inoff}}}{u}}_{\underline{E}} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{RH}} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{RT}} & \frac{1}{T_{RT}} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\underline{E}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} m_{R1} \\ m_{R2} \end{pmatrix}}_{\underline{d}}$$

(11)

Das mathematische Model in Zustandsraumdarstellung bietet die Basis für die analytische Betrachtung zum Betriebsverhalten des Antriebsstrangs und hinsichtlich des Reglerentwurfs. Die Ausgangsgleichung zeigt welche Zustandsgrößen als Ausgangsgrößen zur Verfügung stehen und daher potentiell als Eingänge für das Regelungssystem verwendet werden können. Die Größen, die den Antriebsstrang beeinflussen, sind die Stellgröße, das Luftspaltdrehmoment  $m_i$  und die Drehmomente  $m_{R1}$  und  $m_{R2}$ , die durch die aerodynamische Wirkung

auf zwei Teile des Rotors verursacht werden. Die letzteren werden als Störgrößen betrachtet (Matrix  $E$  und Vektor  $d$ ). Das dynamische Verhalten des elektrischen Systems des doppelt-gespeisten Asynchrongenerators wird hier durch die Zeitkonstante  $T_{Str}$  dargestellt, um die Komplexität des Reglerentwurfs auf ein nutzbares Niveau zu reduzieren.

## 6. Struktur der Drehmomentregelung

Um die komplexen Anforderungen zu erfüllen, wird ein PID-Regler eingesetzt um das Führungsverhalten des Regelkreises durch den I-Anteil zu gewährleisten und die Dynamik durch den D-Anteil zu verbessern. Um die weitere Anforderung zu erfüllen, Schwingungen während des Betriebs nicht nur in der Welle sondern auch in den Blättern zu reduzieren, hat eine Zustandsregelung-Struktur prinzipiell Vorteile. Sie verfügt über die Variabilität, die für diese Aufgabe erforderlich ist. Werden alle Zustandsgrößen in der Rückführung verwendet, dann handelt es sich um eine Zustandsregelung mit voller Zustandsrückführung. Im Falle der Nichtverfügbarkeit von Zustandsgrößen oder wenn es irgendwelche Einschränkungen zu ihren Werten in der Rückführungs-Matrix gibt, dann liegt eine Zustandsregelung mit beschränkter Struktur vor. Aufgrund der Forderung nach einer Verringerung der Lastkollektive im Antriebsstrang wurden die Rückführungsfaktoren für die Geschwindigkeitssignale auf null gesetzt. Die vorgeschlagene Kontrollstruktur ist in Bild 3 dargestellt. Das entsprechend erweiterte Zustandsraummodell ist in Gleichung (12) beschrieben.

In Hinblick auf die Randbedingungen  $m_{W,soll} = 0$  und  $m_{R1} = m_{R2} = 0$ , kann das System mit Hilfe der folgenden Gleichungen berechnet werden

$$\dot{x}_E(t) = \underline{A}_E x_E(t) + \underline{b}_E r^T x_E(t) = (\underline{A}_E + \underline{b}_E r^T) x_E(t)$$

Die Transformation in den Laplace-Bereich liefert

$$s x_E(s) - x_E(0) = (\underline{A}_E + \underline{b}_E r^T) x_E(s)$$

Die Pole des Systems werden durch die charakteristische Gleichung berechnet

$$\det[(\underline{A}_E + \underline{b}_E r^T) - s \underline{I}] = 0$$

mit der Einheitsmatrix  $I$ . Nun stehen alle Gleichungen zur Verfügung, um das System anhand des Pol-Nullstellen-Bildes zu charakterisieren.

$$\begin{pmatrix} \dot{n}_G \\ \dot{m}_w \\ \dot{n}_{BH} \\ \dot{m}_B \\ \dot{n}_{BT} \\ \dot{m}_i \\ \dot{x}_{PM} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{T_G} & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_G} & 0 \\ -\frac{1}{T_w} & 0 & \frac{1}{T_w} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{v_1}{T_G} & 0 & \frac{v_1}{T_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_B} & 0 & \frac{1}{T_B} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{v_1 \cdot v_2}{T_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{r_2}{T_{irr}} & 0 & -\frac{r_4}{T_{irr}} & 0 & -\frac{r_6}{T_w} & -\frac{r_7=1}{T_{irr}} \\ -\frac{K_F}{T_G} & K_I & -\frac{K_D(v_1-1)}{T_w T_G} & \frac{K_F}{T_w} & \frac{K_D \cdot v_1}{T_B T_G} & 0 & \frac{K_D}{T_w T_G} \end{pmatrix}}_{\substack{\underline{A_E} + \underline{b_E} \cdot \underline{r}^T}} \begin{pmatrix} n_G \\ m_w \\ n_{BH} \\ m_B \\ n_{BT} \\ m_i \\ x_{PM} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T_w} \\ 0 \end{pmatrix} + \frac{m_{\text{mod}}}{u} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{v_1}{T_G} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{v_1 \cdot v_2}{T_G} \\ \frac{K_D \cdot v_1}{T_w T_G} & \frac{1}{\hat{E}_E} \\ 0 & \frac{d}{d} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m_1 \\ m_2 \end{pmatrix} \quad (12)$$

## 7. Reglerentwurf

Es gibt keine standardisierten Verfahren, die Parameter des Regelkreissystems zu bestimmen, weil die Struktur des Reglers neu ist. Dementsprechend wird ein Verfahren für den Reglerentwurf vorgestellt, das auf den komplexen Anforderungen des Anwendungsfalls einer Windkraftanlage basiert. Die Reglereinstellung wird durchgeführt anhand des Pol-Nullstellen-Bildes und der Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises, die durch die Lage der Pole definiert sind.

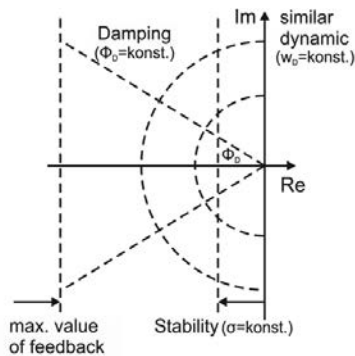


Bild 3: Grundregel zur Polvorgabe des geregelten Systems

Das grundlegende Polynom hierfür ist

$$\prod_{i=1}^n (s - \alpha_i) = \det(s \underline{I} - (\underline{A_E} + \underline{b_E} \underline{r}^T)) \quad (13)$$

und es zeigt, dass der Rückführvektor  $\underline{r}$  in Abhängigkeit der gewünschten Eigenwerte  $\alpha_i$  berechnet werden kann. Aus der Ordnung des Systems resultieren 7 unabhängige Gleichungen.

chungen und 10 Parameter sind zu berechnen. Die Werte für  $r_1$  bis  $r_7$  und  $k_P$ ,  $k_I$  und  $k_D$  müssen berechnet werden. Wie bereits erwähnt, ist das Ziel des Regelkonzeptes eine aktive Dämpfung von Torsions- und Stromschwingungen im mechanisch-elektrischen Antriebsstrang zu erreichen. Wenn es keine Rückführung für Drehzahlsignale gibt, führt dies zu einer Elastizität der Drehzahl im Antriebsstrang. Deswegen werden die Rückführungsfaktoren der Geschwindigkeitssignale auf null gesetzt,  $r_1 = r_3 = r_5 = 0$ . Dies resultiert in einer Beschränkung der Reglerstruktur.

Die allgemeinen Gleichungen für die Polzuweisung sind:

$$s_{p1,2} = -\frac{a_1}{T_{ef1}} \pm \frac{a_2}{T_{ef1}} j \quad (14)$$

$$s_{p3,4} = -\frac{b_1}{T_{ef2}} \pm \frac{b_2}{T_{ef2}} j \quad (15)$$

$$s_{p5} = -\frac{c_1}{T_R} \quad (16)$$

$$s_{p6} = -\frac{d_1}{T_L} \quad (17)$$

mit  $0 < a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, d_1$ . Die Pole  $s_{p5}$  und  $s_{p6}$  werden als reale Pole erstellt. Der I-Anteil des Reglers fügt einen zusätzlichen Pol in den Ursprung des Pol-Nullstellen-Bildes ein. Dieser Pol und der Pol des elektrischen Teilsystems auf der reellen Achse sind von großer Bedeutung für die Dynamik des Systems.

$$P(s) = \left( s - \left( -\frac{a_1}{T_{ef1}} + \frac{a_2}{T_{ef1}} j \right) \right) \left( s - \left( -\frac{a_1}{T_{ef1}} - \frac{a_2}{T_{ef1}} j \right) \right) \left( s - \left( -\frac{b_1}{T_{ef2}} + \frac{b_2}{T_{ef2}} j \right) \right) \left( s - \left( -\frac{b_1}{T_{ef2}} - \frac{b_2}{T_{ef2}} j \right) \right) \left( s - \left( -\frac{c_1}{T_R} \right) \right) \left( s - \left( -\frac{c_1}{T_L} \right) \right) = 0 \quad (18)$$

Die Lösung der Gleichung (18) liefert durch Koeffizientenvergleich die Rückführungsparameter als Funktionen der Parameter der Regelstrecke und der erforderlichen Pole. Bild 4 zeigt die Beziehungen zwischen der Lage der Eigenwerte im Pol-Nullstellen-Bild und dem Verhalten des geregelten Systems.



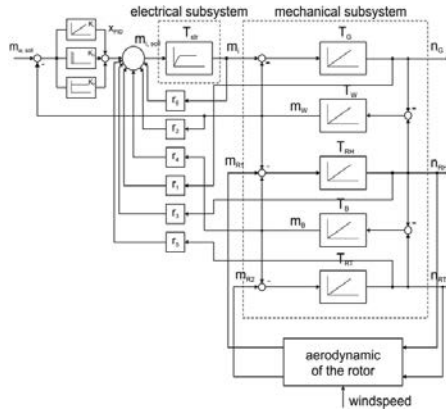


Bild 4: Struktur der vorgeschlagenen PID-Zustandsregelung

Die zwei konjugierte komplexe Pole werden in Abhängigkeit von den mechanischen Eigenfrequenzen  $T_{ef1}$  und  $T_{ef2}$  mit Hilfe der Parameter  $a_{1,2}$  und  $b_{1,2}$  in der negativen komplexen Halbebene platziert. Da die Frequenz der Oszillationen zunächst erhalten bleiben soll, werden die imaginären Teile der Pole konstant gehalten. Nur der negative Realteil muss festgelegt werden. Um eine hohe Dämpfung von Schwingungen im Antriebssystem zu erreichen, wird das Polpaar, das das Gesamtsystemverhalten dominiert, auf der Linie platziert, die einer Dämpfung von  $d=0,707$  entspricht. Dies wird durch Einstellung von  $z_1$  auf 1 erreicht:

$$s_{p1,2} = -\frac{a_1}{T_{ef1}} \pm \frac{a_2}{T_{ef1}} j = -\frac{z_1}{T_{ef1}} \pm \frac{z_1}{T_{ef1}} j = -\frac{1}{T_{ef1}} \pm \frac{1}{T_{ef1}} j \quad (19)$$

Das andere konjugierte komplexe Polpaar wird so platziert, dass es die gleiche Dynamik wie das dominante Polpaar aufweist, durch Setzen von  $b_1$  und  $b_2$ :

$$b_1 = 1$$

$$b_2 = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{2}}{T_{ef1}}\right)^2 - \left(\frac{1}{T_{ef2}}\right)^2} \quad (20)$$

Das dynamische Verhalten des Reglers wird außerdem auf die Dynamik der Regelstrecke angepasst. Somit wird die I-Erweiterung des Reglers auf dem gleichen Radius wie die Pole des elektrischen Teilsystems angeordnet. Dies gewährleistet eine optimale Ausnutzung der Stellgröße, erfordert aber, dass das elektrische Teilsystem die gleiche Dynamik hat

$$s_{p5} = s_{p6} = -\frac{c_1}{T_R} = -\frac{d_1}{T_R} = \frac{\sqrt{2}}{T_{ef1}} \quad (21)$$

## 7. Simulationsergebnisse

Bei Netzstörungen können die mechanischen Belastungen im Antriebssystem einer Windenergieanlage mit doppelt gespeister Asynchronmaschine kritische Werte erreichen und das kann zu Defekten in den Komponenten des Antriebssystems, wie beispielsweise dem Getriebe, den Wellen oder Lagern führen. Während tiefer Spannungseinbrüche ist der Generator nicht mehr in der Lage ein Luftspaltdrehmoment aufrecht zu erhalten, da er keine Wirkleistung in das Netz einspeisen kann. Ein totaler Spannungseinbruch wurde an den Statorwicklungen des Generators zwischen 10-15 s simuliert. Der sofortige Zusammenbruch der Statorspannung und Wirkleistung führt zu einer abrupten Entspannung des Antriebssystems und zu massiven Schwingungen im Antriebsstrang und in den Rotorblättern (Bild 5). Nach kurzer Zeit wird der Netzfehler gelöscht und der Generator ist wieder in der Lage normal zu arbeiten, indem er wieder das Referenzluftspaltdrehmoment erzeugt. Jetzt ist das Antriebssystem im Normalbetrieb, aber mit hohen Drehmomentschwingungen auf der Hauptwelle und auf den Rotorblättern.

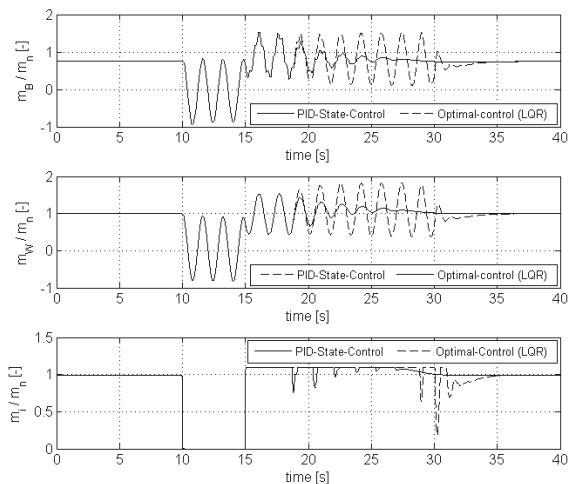


Bild. 5: Gegenüberstellung der PID-Zustandsregelung zu LQ-Zustandsregelung

Das vorgestellte Regelkonzept (PID-Zustandsregelung) wird mit einem vollständigen Zustandsregler (LQR, linear quadratic regulator) verglichen, der eine Art von optimaler Regelung ist. Beide Regler wurden für eine maximale Schwingungsdämpfung ausgelegt. Wie in Bild 5 ersichtlich ist, dämpft die vorgestellte PID-Zustandsregelung die Schwingungen viel

schneller als die LQ-Regelung. Darüber hinaus verringert die vorgestellte Regelung das maximale Drehmoment in der Hauptwelle im Vergleich zur LQ-Regelung. Die maximale Belastung in der Hauptwelle ist mit der LQ-Regelung ca. 20 % höher (22.5-30s), bevor eine effiziente Minderung der Schwingungen erreicht ist. Zusätzlich zeigt die LQ-Regelung einige abrupte Änderungen der Stellgröße in einem Versuch, die Schwingungen zu dämpfen (~ 30 s). Diese Änderungen können zu massiven Leistungsschwingungen am Netzanschlusspunkt führen.

## 8. Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein mathematisches Modell vorgestellt, welches für die Untersuchung der Interaktionen zwischen dem elektrischen, dem mechanischen Teilsystem und dem elektrischen Netz bei netzparallel betriebenen Windenergieanlagen mit doppelt gespeisten Asynchronmaschine während Netzfehlern geeignet ist. Ein Regelkonzept aufbauend auf der PID-Zustandsregelung mit eingeschränktem Rückführungsvektor ist entwickelt und erprobt worden. Durch die PID-Zustandsregelung sollten in erster Linie die Torsions- und Biegeschwingungen im Antriebsstrang und in den Rotorblättern minimiert werden. Simulationsuntersuchungen zeigen eine deutlich höhere Dämpfung bei der neu entwickelten PID-Zustandsregelung als bei der LQ-Regelung.

### Literatur

- [1] European Wind Energy Association, "Wind in power - 2014 European statistics," 2015.
- [2] C. Sourkounis and P. Tourou, "Grid Code Requirements for Wind Power Integration in Europe," Conf. Pap. Energy, vol. 2013, pp. 19–27, 2013.
- [3] M. Rahimi and M. Parniani, "Dynamic behavior analysis of doubly-fed induction generator wind turbines – The influence of rotor and speed controller parameters," Int. J. Electr. Power Energy Syst., vol. 32, no. 5, pp. 464–477, Jun. 2010.
- [4] B. Basu, A. Staino, and M. Basu, "Role of flexible alternating current transmission systems devices in mitigating grid fault-induced vibration of wind turbines," Wind Energy, vol. 17, no. 7, pp. 1017–1033, Jul. 2014.
- [5] M. Yamamoto and O. Motoyoshi, "Active and reactive power control for doubly-fed wound rotor induction generator," IEEE Trans. Power Electron., vol. 6, no. 4, pp. 624–629, 1991.

- [6] R. Cardenas, R. Pena, S. Alepuz, and G. Asher, "Overview of Control Systems for the Operation of DFIGs in Wind Energy Applications," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 60, no. 7, pp. 2776–2798, Jul. 2013.
- [7] P. Tourou and C. Sourkounis, "Review of control strategies for DFIG-based wind turbines under unsymmetrical grid faults," in *Ninth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, 2014, pp. 1–9.
- [8] M. Mohseni, S. M. Islam, and M. A. S. Masoum, "Enhanced Hysteresis-Based Current Regulators in Vector Control of DFIG Wind Turbines," *IEEE Trans. Power Electron.*, vol. 26, no. 1, pp. 223–234, Jan. 2011.
- [9] P. Tourou, P. Dost, and C. Sourkounis, "Control of a doubly-fed induction generator under grid faults using a d-q hysteresis current regulator," in *IECON 2014 - 40th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2014, pp. 1996–2002.
- [10] T. Ackermann, *Wind Power in Power Systems*. John Wiley & Sons, 2005.
- [11] B. Ni and C. Sourkounis, "Energy yield and power fluctuation of different control methods for wind energy converters," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 47, no. 3, pp. 1480–1486, 2011.
- [12] C. Sourkounis and B. Ni, "Influence of wind-energy converter control methods on the output frequency components," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 45, no. 6, pp. 2116–2122, 2009.
- [13] J. Lopez, P. Sanchis, X. Roboam, and L. Marroyo, "Dynamic Behavior of the Doubly Fed Induction Generator During Three-Phase Voltage Dips," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 22, no. 3, pp. 709–717, Sep. 2007.
- [14] A. Broy and C. Sourkounis, "Using the drive train for active damping of oscillations in rotor blades in gearless wind-energy-converters with PMSM," in *International Symposium on Power Electronics Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2012, pp. 1091–1094.
- [15] A. Broy and C. Sourkounis, "Torque control methods for active damping of vibrations in drive systems of wind turbines," in *2014 Ninth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, 2014, pp. 1–7.
- [16] A. Broy, "Active vibration damping in optimized powertrain structures of variable speed wind energy systems," *Ruhr-University Bochum (Dissertation)*, 2015.
- [17] Erlich, István; Feltes, Christian; Koch, Friedrich; Fortmann, Jens; Engelhardt, Stephan; Kretschmann, Jörg; „Windenergieanlagen mit doppelt gespeister Asynchronmaschine mit verbessertem Verhalten in Bezug auf neue Netzanforderungen“, *Schutz- und Leittechnik 2008 - 3. ETG-/BDEW-Tutorial*, 11/11/2008 - 11/12/2008 at Fulda



