

8. VDI-Fachtagung

Schwingungen von Windenergieanlagen 2017 mit Fachaussstellung



VDI-Berichte 2301

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

8. VDI-Fachtagung Schwingungen von Windenergieanlagen 2017

Bremen, 27. und 28. Juni 2017



VDI-Berichte 2301

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 2017

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 978-3-18-092301-7

Geräusche, Schallmessungen und Schallübertragung

<i>B. Dilba,</i> <i>M. Markiewicz,</i> <i>O. von Estorff</i>	Toolchain zur Simulation tonaler Schallabstrahlung einer Windenergieanlage	1
--	---	---

Strukturüberwachung von Offshore Windenergieanlagen

<i>H. Friedmann,</i> <i>M. Häckell,</i> <i>P. Kraemer</i>	Entwicklung eines schwingungsbasierten Structural Health Monitoring Systems für Offshore-Gründungen	13
<i>M. Goodarzi,</i> <i>B. Ossig,</i> <i>J. Thal</i>	A case study of the structural health monitoring for off-shore monopile foundations: sensors and analyses	29

Anregungsmechanismen und Optimierungsmaßnahmen

<i>M. Köhler</i>	Nachbildung einer Rotor-Anregung einer Windenergie- anlage mit Hilfe einer MKS-Software durch Aufbringen einer externen Kraft am Turmkopf	37
<i>U. Kersten</i>	Methodenvergleich zur Bestimmung von Eigenformen für Rotorblätter von Windkraftanlagen	47

Condition Monitoring und Schadensanalyse

<i>A. Bender, W. Sextro, K. Reinke</i>	Neuartiges Konzept zur Lebensdauerprognose von Gummi-Metall-Elementen	49
<i>J. M. Gallego-Meana, J. Gardyn</i>	Secondary Damage Detection on Main Drive Train Components of WTGs – Lessons learnt from Field experience	61
<i>M. Zürcher, E. Schlücker, W. Holweger</i>	Experimentelle Untersuchung und Zustandsüberwachung des White Etching Crack Phänomens	77

BIG DATA und Flottenmanagement

<i>M. Dietl, E. Becker,</i>	Systematisches Flotten-Monitoring auf Basis von Condition Monitoring (CM) an Windenergieanlagen – Vom „Ampel-Monitoring“ zum kennzahlenbasierten Monitoring	89
<i>A. Vath, D. Tilch</i>	Potenziale zur Schwingungsreduktion durch eine Echtzeitregelung auf Basis der gemessenen Lasten im Antriebsstrang	101

Maßnahmen zur Schwingungsminderung

<i>T. Schumacher</i>	Innovatives Schwingungstilgerkonzept zur Reduktion von Turmschwingungen	113
<i>B. Hellmich, R. Haevernick</i>	Windenergieanlagen effizient Wuchten – ein neues Verfahren – Unwuchtbestimmung an Windenergieanlagen aus Drehzahlschwankungen	121

Simulation und Analyse des dynamischen Verhaltens

<i>D. Nalliboyana, J.-P. Yrjönen, M. Klönne, T. Lubetz, T. Jacob, M. Reuter</i>	A systematic approach for optimizing planetary gear sets for low vibrations	133
<i>A. Gambier</i>	Modellierung des rotierenden Teilsystems von WEA zum modellbasierten Reglerentwurf	149
<i>D. Matzke, G. Jacobs, R. Schelenz, S. Rick, K. Hameyer, N. Averous, R. De Donker</i>	Antriebsstrangdynamik einer Windenergieanlage inklusive elektromechanischer Kopplung	163

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

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

Tagungsleitung

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

Programmausschuss

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

Prof. Dr.-rer. nat. 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. Klaus Kaiser, *Senior Engineer Technical Lead, ADWEN GmbH, Hamburg*

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, Osterröföld*

Dr. Samer Mtauweg, *Innovation Technology Expert, I4E Innovation for ENERCON GmbH, Bremen*

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

Dr.-Ing. Karl Steingröver, *Senior Principal Engineer, Renewables Certification, Energy, DNVGL*

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

Dipl.-Chem. Mark Zundel, *Werksleiter Voerde, Siemens AG Mechanical Drives Applications, Voerde*

Toolchain zur Simulation tonaler Schallabstrahlung einer Windenergieanlage

Boris Dilba, Dr.-Ing. Marian Markiewicz,
Prof. Dr.-Ing. Otto von Estorff,
Novicos GmbH, Hamburg

Kurzfassung

Mit Hilfe geeigneter numerischer Simulationsmethoden ist es möglich, schon in frühen Entwicklungsphasen ein Verständnis der Interaktion einzelner Komponenten einer Windenergieanlage (WEA) sowie deren Einfluss auf die Schallabstrahlung des gesamten Systems zu untersuchen und Vorgaben für Hersteller abzuleiten. Von besonderem Interesse ist die Untersuchung tonaler Komponenten, die aus dem Zusammenwirken von Getriebe, Maschinen-träger und Rotor entstehen können. Das frühe Verständnis des Schallabstrahlverhaltens der WEA kann kostspielige Nachbesserungen und Ausfallzeiten vermeiden.

In diesem Beitrag wird ein effizientes numerisches Simulationsverfahren vorgestellt, mit dem die tonale Schallabstrahlung einer Windenergieanlage berechnet werden kann. Das Strukturverhalten wird mittels einer Substrukturtechnik basierend auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) modelliert, bei der die Frequenzübertragungsfunktionen (FRFs) der Subsysteme miteinander gekoppelt werden. Dabei ermöglicht die baugruppenbasierte Subsystemunterteilung der WEA die Berücksichtigung einzelner Lagersteifigkeiten in den Transferpfaden, so dass das Zusammenwirken der Komponenten aufgezeigt werden kann. Die Güte der Modellierung wird durch eine Validierung gegen Messdaten ermittelt.

Aus der Struktursimulation werden die Oberflächenschnellen abgeleitet, die die Eingangsdaten für die Akustiksimulation darstellen. Da es sich um ein akustisches Außenraumproblem handelt, bei dem Auswertungen im Fernfeld an den IEC-Messpunkten von großem Interesse sind, wird die Boundary-Elemente-Methode (BEM) verwendet. Die BEM ist speziell für die Simulation der Schallabstrahlung einer WEA sehr gut geeignet, da sie neben dem Vorteil der beliebigen Feldpunktauswertung ebenfalls die Reflexionen des Bodens berücksichtigen kann, ohne diesen diskretisieren zu müssen. Neben den Schalldruckpegeln im Fernfeld, lassen sich im Postprocessing-Schritt der BEM die Abstrahlgrade einzelner Komponenten bzw. Oberflächenbereiche bestimmen. Die akustischen Untersuchungen werden bis 300Hz durchgeführt, so dass Gleichungssysteme mit einer großen Anzahl von Unbekannten $n > 500000$ gelöst werden müssen. Da die Standard BEM zu vollbesetzten Systemmatrizen führt und Speicherkosten von $\mathcal{O}(n^2)$ verursacht sowie einen direkten Lösungsaufwand von $\mathcal{O}(n^3)$ erfor-

dert, kommt hier das schnelle BEM-Verfahren der hierarchischen Matrizen (H-Matrizen) zum Einsatz. Die H-Matrix Darstellung der BEM Systemmatrizen weist lediglich eine Komplexität von $\mathcal{O}(n \log(n))$ für den Speicher- sowie den Lösungsaufwand auf, und ermöglicht eine effiziente BEM Simulation der WEA. In Abhängigkeit verschiedener Anregungen, werden die Richtcharakteristik sowie Schallfelder der Windenergieanlage berechnet und dargestellt. Dieser Beitrag stellt eine Weiterentwicklung des in [7] beschriebenen Verfahrens zur Simulation der Schallabstrahlung einer Windenergieanlage dar.

1. Reduzierte Strukturmodellierung der Windenergieanlage

Die Windenergieanlage besteht aus verschiedenen Komponenten, die im Rahmen ihrer Ferti-gungsprozesse einzeln geprüft werden. Im Hinblick auf tonales Verhalten der Windenergieanlage sind diese Einzelprüfungen allerdings nicht sehr aussagekräftig, da erst durch die Verbindung der einzelnen Komponenten das dynamische Strukturverhalten der Windenergieanlage definiert wird.

Für die Strukturmodellierung der Windenergieanlage wird ein auf FRFs basierender Substrukturierungsansatz gewählt. Bei diesem Vorgehen werden die FRFs des Gesamtsystems durch Kopplung der FRFs der Subsysteme erzeugt. Um eine effiziente und stabile Kopplung zu gewährleisten, sollten so wenige Koppelpunkte wie möglich bei der Unterteilung in Subsysteme erzeugt werden. Zwischen den Koppelpunkten zweier Subsysteme werden entsprechende Verbindungseigenschaften definiert, so dass die Lagersteifigkeiten (Getriebe, Generator, Hauptlager, etc.) in den FRFs des Gesamtsystems berücksichtigt werden. Im Rahmen dieser Analyse stehen die Antriebsstrangkomponenten im Vordergrund, das führt zu einer Unterteilung der Windenergieanlage in 5 Subsysteme:

1. Turm + Maschinenträger
2. Gondelgehäuse
3. Getriebe
4. Generator
5. Rotor + Blätter

Bild 1 zeigt die auf die Koppel- und Auswertepunkte reduzierten Subsysteme.

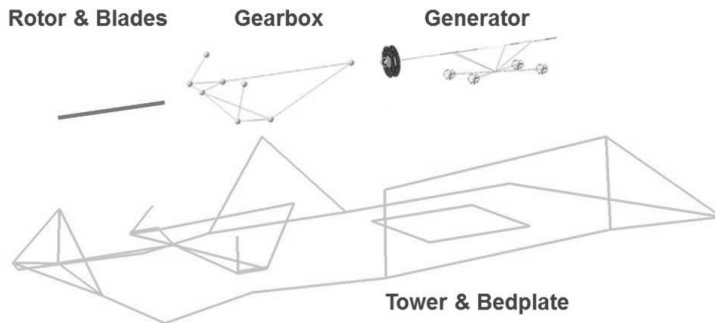


Bild 1: Wireframemodell der reduzierten Subsysteme der Windenergieanlage

Die FRFs der einzelnen Teilsysteme werden basierend auf der modalen Superposition bestimmt, so dass sich zum Bestimmen der gekoppelten FRFs des Gesamtsystems folgendes Vorgehen ergibt:

1. Modenberechnung für alle Subsysteme
 - Modenbasierte FRF-Berechnung der Subsysteme
2. Definition der Koppeligenschaften zwischen den Subsystemen
 - Steifigkeit, Dämpfung
3. Berechnung der gekoppelten FRFs
 - Algorithmus basiert auf der Singulärwertzerlegung

Sind die gekoppelten FRFs bestimmt, können durch das Aufbringen von Lastkollektiven die Systemantworten des reduzierten Gesamtmodells der Windenergieanlage berechnet werden. Im Hinblick auf die akustische Simulation müssen die Oberflächenschnellen der schallemittierenden Flächen der Windenergieanlage, bestehend aus dem Turm, dem Gondelgehäuse und den Rotorblättern, bestimmt werden. Hierzu werden die Schnittkräfte in den Koppelstellen zwischen den abstrahlenden Subsystemen bestimmt und in einer Nachrechnung als entsprechende Last definiert. Zum Lösen der Lastfälle der abstrahlenden Teilsysteme bietet sich die modale Superposition an, da die Moden bereits für die FRF-Berechnung der Teilsysteme bestimmt wurden.

2. Boundary Elemente Methode (BEM)

Die akustische Wellengleichung für den eingeschwungenen Zustand, d.h. zeitlich harmonische Schwingungen, ist durch

$$\Delta p(x) + k^2 p(x) = 0 \quad x \in \Omega \quad k = \omega/c \quad (1)$$

gegeben. Gleichung (1) ist auch als Helmholtzgleichung bekannt. Die Wellenzahl ist durch $k = \omega/c$ mit der Schallgeschwindigkeit c und der Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ gegeben. Partielle Integration der schwachen Formulierung von (1) zusammen mit der Fundamentallösung

$$G(x, y) = \frac{1}{4\pi|x-y|} e^{-ik|x-y|} \quad (2)$$

$$\Delta G(x, y) + k^2 G(x, y) = -\delta(x, y)$$

führen auf die Randintegralgleichung (BIE)

$$c(y)p(y) + \int_{\partial\Omega} \frac{\partial G(x, y)}{\partial n(x)} p(x) \partial\Omega(x) = i\rho\omega \int_{\partial\Omega} G(x, y) v_n(x) \partial\Omega(x) \quad (3)$$

mit der Dichte ρ , dem akustischen Druck p und der Geschwindigkeit v_n in Normalenrichtung \vec{n} . Nach der Diskretisierung von (3) führt die Verwendung der Kollokationsmethode auf das lineare Gleichungssystem (4), vgl. [1] und [2].

$$\left(\frac{1}{2}I + K\right)p = i\rho\omega V v_n \quad (4)$$

Das Gleichungssystem (4) wird für die sogenannten irregulären Frequenzen singulär und kann nicht eindeutig gelöst werden. Eine bewehrte Methode zur Regularisierung ist die Kombination der BIE (3) mit der in Normalenrichtung abgeleiteten BIE:

$$c(y) \frac{\partial p(y)}{\partial n(y)} + \int_{\partial\Omega} \frac{\partial G(x, y)}{\partial n(y) \partial n(x)} p(x) \partial\Omega(x) = i\rho\omega \int_{\partial\Omega} \frac{\partial G(x, y)}{\partial n(y)} v_n(x) \partial\Omega(x) \quad (5)$$

Die Kombination der diskreten Randintegraloperatoren von (3) und (5) mit dem skalaren Koppelfaktor $\alpha = \frac{i}{k}$ entspricht der Burton-Miller Methode [5] und führt zu dem Gleichungssystem

$$\left(\frac{1}{2}I + K - \alpha D\right)p = i\rho\omega \left(V - \alpha \left(\frac{1}{2}I - K'\right)\right)v_n, \quad (6)$$

das für alle reellwertigen Wellenzahlen k eindeutig lösbar ist. Für die gewöhnliche BEM sind die Matrizen K, V, K' und D voll besetzt, so dass sich ein quadratischer Speicherbedarf ergibt. Das direkte Lösen von (6) führt zu einem kubischen $O(n^3)$ Lösungsaufwand. Iteratives Lösen kann den Aufwand auf mn^2 mit $m < n$ reduzieren. Der Speicherbedarf und die Lösungszeit stellen die limitierenden Faktoren der mit der BEM berechenbaren Problemgrößen dar. Die diskreten Randintegraloperatoren erfordern für die Windenergieanlage 3.9TB Arbeitsspeicher und sind damit auf aktuellen Workstations nicht mehr zu verarbeiten.

3. Hierarchische Matrizen für die BEM

Eine wesentliche Erweiterung des Einsatzbereiches der BEM kann durch die Verwendung von schnellen BEM-Methoden erreicht werden. Die am weitesten verbreitete Methode ist die Fast-Multipole-Methode (FMM), bei der eine Approximation des Matrix-Vektor-Produkts mit quasi-linearem Aufwand $O(n \cdot \log(n))$ erzeugt wird. Die Approximation des Matrix-Vektor-Produkts ermöglicht den effizienten Einsatz von iterativen Solvern zum Lösen von (6).

Ein anderer Ansatz zur Reduzierung des Speicherbedarfs und der Lösungszeit ist die Verwendung von hierarchischen Matrizen (H-Matrizen), siehe [3] und [4]. Im Vergleich zur FMM werden bei dem Ansatz der H-Matrizen Approximationen der Systemmatrizen $\left(\frac{1}{2}I + K - \alpha D\right)$ und $\left(V - \alpha \left(\frac{1}{2}I - K'\right)\right)$ aus Gleichung (6) erzeugt. Dabei werden einzelne Matrixblöcke durch Niedrigrangmatrizen der Form

$$A = \sum_{i=1}^k u_i v_i^H = UV^H \quad (7)$$

approximiert. Im Gegensatz zum analytischen Ansatz der FMM stellt das Verfahren der H-Matrizen eine algebraische Approximation der Kernfunktion dar. Wie für die FMM lässt sich mit der Methode der H-Matrizen ebenfalls eine quasi-lineare Speicherkomplexität erzielen. Des Weiteren werden durch die H-Matrix-Arithmetik Matrixoperationen, wie z.B. Matrix-Vektor-Produkt, Matrix-Matrix-Produkt, Matrixinversion und Matrixfaktorisierung, mit quasi-linearem Aufwand ermöglicht. Speziell die hierarchische LU-Faktorisierung lässt sich als effizienter Präkonditionierer für den iterativen Lösungsprozess verwenden. Mit Hilfe der H-Matrix Methode lässt sich der Aufwand für die Feldpunktauswertungen in gleicher Weise reduzieren, so dass die Schallfelder im Lösungsgebiet detailliert aufgelöst werden können.

4. Simulation der Schallabstrahlung

Im Fokus dieser Analyse steht die Schallabstrahlung der Windenergieanlage infolge der Dynamik des Antriebsstrangs. Speziell die Übersetzung der langsamen Rotorumdrehungen in schnelle Generatorumdrehungen ruft im Getriebe verschiedenste Lastkollektive hervor, die sich auf den Antriebsstrang und den Maschinenträger übertragen und für tonales Verhalten verantwortlich sein können. Von besonderem Interesse sind die akustischen IEC-Messpunkte hinter der Windenergieanlage, die im Folgenden für zwei Lastszenarien untersucht werden. In den Lastfällen wird das Getriebe in vertikaler (rot) und horizontaler (blau) Richtung angeregt, siehe Bild 2. Das BEM-Akustikmodell umfasst 517.512 Freiheitsgrade und wird mit der Methode der hierarchischen Matrizen gelöst.

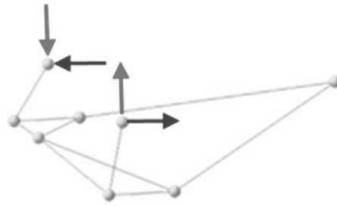


Bild 2: Kraftanregung am Getriebe, rot vertikal und blau horizontal

Für beide Lastfälle wird durch eine gegenphasige Kraftanregung ein Moment erzeugt. Bild 3 zeigt die resultierenden Schalldruckpegel in einer Entfernung von 150m gemittelt auf einem Kreisbogen von $\pm 15^\circ$ hinter (0°) der Windenergieanlage, der sich 0,1m über dem Boden befindet.

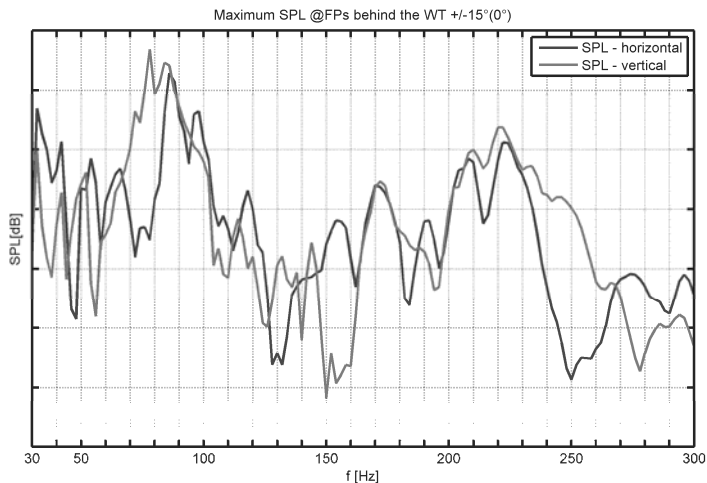


Bild 3: Schalldruckpegel für Lastfall 1

Die größten Unterschiede treten in schmalen Frequenzbändern auf. Bei 78Hz wird das Maximum des SPLs durch die vertikale Anregung hervorgerufen, die gleichzeitig zur größten Differenz zwischen den beiden Lastfällen führt. Die zugehörige Richtcharakteristik für die IEC-Messpunkte in 150m Entfernung, ist in Bild 4 dargestellt und zeigt, dass die vertikale Anregung zu signifikant höheren Pegeln im gesamten Fernfeld führt. Um eine detailliertere Aufschlüsselung der zur Schallabstrahlung beitragenden Oberflächenbereiche der Windenergie-

anlage zu erzielen, wird die Gesamtoberfläche der WEA in 3 Gruppen unterteilt: Gondel, Rotorblätter und Turm.

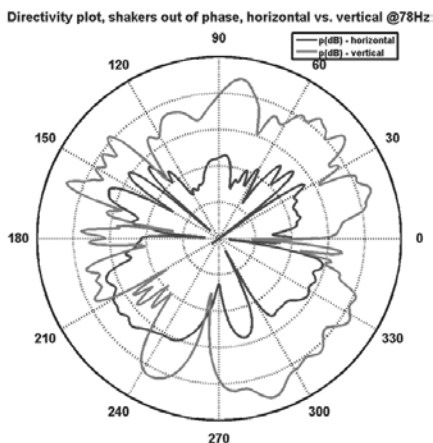


Bild 4: Richtcharakteristik der Windenergieanlage für Lastfall 1 bei 78Hz

Die zur Richtcharakteristik zugehörigen Gruppenbeiträge sind in Bild 5 dargestellt. Aus Bild 5 geht hervor, dass der Schalldruckpegel im Fernfeld im Wesentlichen durch zwei der drei Gruppen bestimmt wird.

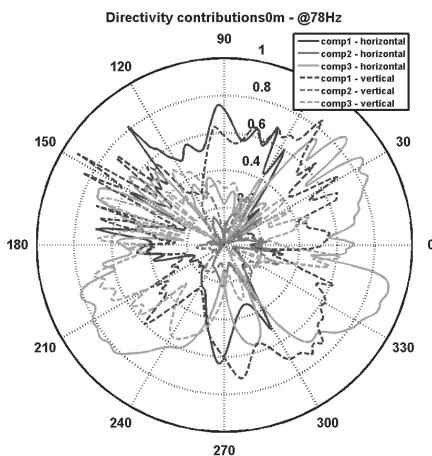


Bild 5: Beiträge der 3 Oberflächengruppen bei 78Hz

Weitere Informationen über das Abstrahlverhalten können aus der Auflösung des Schallfelds um die Windenergieanlage gewonnen werden. Hierzu wird der Schallpfad von der Windener-

gieanlage bis zu den IEC-Messpunkten durch einen vertikalen Schnitt sowie einer horizontalen Kreisscheibe aufgelöst. Die in Bild 6 gezeigten Schallfelder erfordern $3 \cdot 10^6$ Feldpunktauswertungen und können mit Hilfe der H-Matrixapproximation in weniger als 15 Min. bestimmt werden. Für den vertikalen Lastfall sind im gesamten Fernfeld um die Windenergieanlage deutlich höhere Schalldruckpegel zu erkennen. Der Schallpfad von den emittierenden Oberflächenbereichen zu den IEC-Messpunkten wird ebenfalls deutlich.

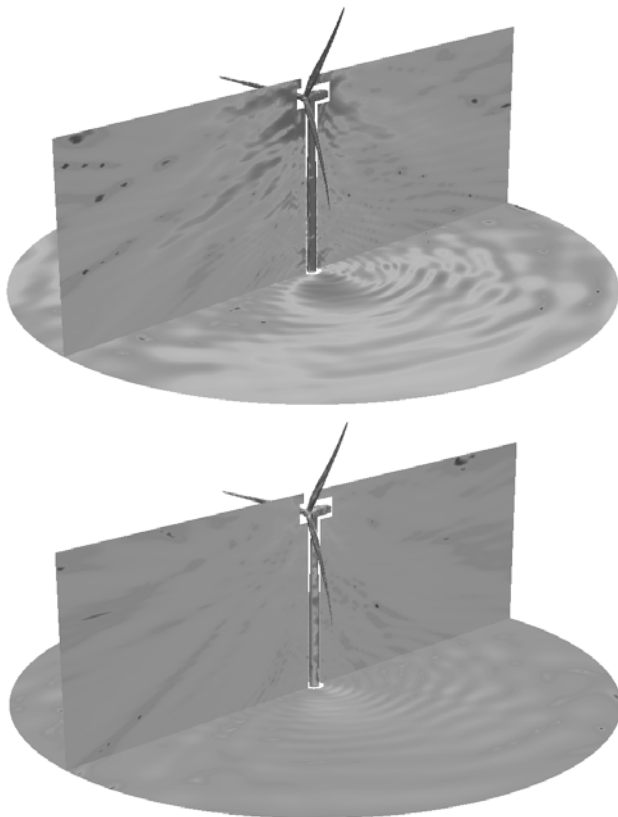


Bild 6: Schalldruckpegel im Fernfeld bei 78Hz. Vertikale Anregung (oben) und horizontale Anregung (unten)

Eine weitere akustische Bewertungsmöglichkeit besteht in der Betrachtung des Abstrahlgrads, der durch das Verhältnis von akustischer $P_a = \frac{1}{2} \int_{\partial\Omega} \Re(p(x)v^*(x)) \partial\Omega$ zu mechanischer

$P_{v^2} = \rho c \int_{\partial\Omega} \tilde{v}^2 \partial\Omega$ Leistung

$$\sigma = \frac{P_a}{P_{v^2}} \quad (8)$$

definiert ist. Der Abstrahlgrad gibt an, wie viel der mechanischen Leistung in akustische umgesetzt wird. Für große Strukturen ist die Unterteilung der schallemittierenden Oberflächen hilfreich, um Bereiche zu lokalisieren, die besonders viel mechanische Leistung in akustische umwandeln. Bild 7 zeigt die Abstrahlgrade der einzelnen Gruppen sowie der gesamten Windenergieanlage für die beiden Lastfälle.

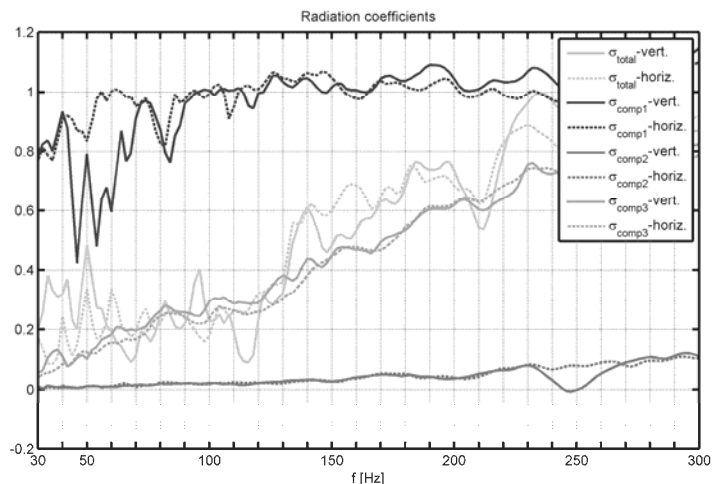


Bild 7: Abstrahlgrade der Windenergieanlage

Im Gegensatz zur komponentenweisen Betrachtung für die Richtcharakteristik, kürzt sich die Fläche der einzelnen Gruppen heraus, so dass nur die Umwandlungseffizienz der schallemittierenden Flächen bewertet wird. Es besteht kein direkter Bezug zwischen den Schallpegeln an den IEC-Messpunkten und den Abstrahlgraden der Teilflächen. Aus Bild 7 geht hervor, dass die Abstrahlgrade für beide Lastfälle einen ähnlichen Verlauf zeigen was zu erwarten war. Die zweite Teilfläche strahlt nur sehr wenig Strukturschwingungen ab, während die erste nahezu die gesamte mechanische Leistung ins Fernfeld emittiert. Hervorgerufen durch Reflexionen, ist für den Abstrahlgrad der ersten Komponente ein Wert >1 zu beobachten.

Für die dritte Gruppe ist eine stetige Zunahme mit der Frequenz festzustellen. Der Abstrahlgrad der gesamten Windenergieanlage orientiert sich am Verlauf der dritten Oberflächengruppe. Um den Abstrahlgrad der Teilflächen mehr Aussagekraft zu geben, können sie mit der jeweiligen Fläche der Gruppe skaliert werden.

5. Zusammenfassung

Die Simulationen der Schallabstrahlung zeigen ein sensitives, tonales Verhalten der Windenergieanlage bezüglich verschiedener Kraftanregungen am Getriebe. Dieses Verhalten kann auch in der Realität beobachtet werden. Der verwendete Substrukturierungsansatz bildet das dynamische Verhalten der Windenergieanlage gut ab. Durch die reduzierte Modellgröße können Parametervariationen der Lagersteifigkeiten zwischen den Subsystemen sehr effizient simuliert werden. Tonalitäten, die aus dem Zusammenspiel einzelner Subsysteme entstehen, können durch die gekoppelte Berechnung gut detektiert werden.

Für die Akustiksimulation hat sich die schnelle BEM der H-Matrizen als robustes und effizientes Tool herausgestellt. Speziell die Anforderung der akustischen Analyse im Fernfeld macht die BEM zum Mittel der Wahl. Die detaillierte Feldpunktauswertung ermöglicht durch die Visualisierung des Schallpfads Einblicke in das Abstrahlverhalten, die sich messtechnisch nicht realisieren lassen. Die in diesem Beitrag gezeigten Analysen lassen sich problemlos erweitern. Für eine detailliertere Bestimmung der IEC-Messpunktbeiträge einzelner Oberflächenbereiche kann die Unterteilung der Windenergieanlage beliebig verfeinert werden. Schalleistungsbetrachtungen über Kontrollflächen im Fernfeld sind ohne weiteres durchführbar. Weitere Ansätze zur Reduktion des Berechnungsaufwands der H-Matrix BEM für die Schallabstrahlung von Windenergieanlagen sind in [6] ausgeführt.

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) für die Förderung des Forschungsprojektes EUREKA-ALARM (Förderkennzeichen 02PJ1191).

6. Literaturangaben

- [1] von Estorff, O., Boundary Elements in acoustics- Advances and Applications, Southampton, WIT Press, 2000
- [2] Wu, T.W., Boundary Element Acoustics: Fundamentals and Computers Codes, WIT Press, 2000
- [3] Bebendorf, M., Hierarchical Matrices: A Means to Efficiently Solve Elliptic Boundary Value Problems, Volume 63 of Lecture Notes in Computational Science and Engineering (LNCSE), Springer-Verlag, 2008
- [4] Hackbusch, W., Hierarchische Matrizen: Algorithmen und Analysis, Springer-Verlag, 2009
- [5] Burton A. J., Miller G. F., The application of integral equation methods to the numerical solution of some exterior boundary value problems, Proc. Roy. Soc. London Ser. A 323, 1971
- [6] B.Dilba, S. Keuchel, O. Zaleski, O. von Estorff: On the cost reduction of the fast BEM Hierarchical Matrix approach for partly symmetric surfaces, Internoise 2016
- [7] B.Dilba, M.Markiewicz, O. von Estorff: Modellierung einer Windenergieanlage zur Untersuchung tonaler Schallabstrahlung, Daga 2016

Entwicklung eines schwingungsbasierten Structural Health Monitoring Systems für Offshore-Gründungen

Development of a vibration based system for structural health monitoring of offshore foundations

Dr. rer. nat. **Herbert Friedmann**, Dr.-Ing. **Moritz Häckell**,
Wölfel Engineering GmbH + Co. KG, Höchberg,
Prof. Dr.-Ing. **Peter Kraemer**, Hochschule Bochum, Bochum

Kurzfassung

Die wichtigsten Teile eines Structural Health Monitoring Systems (SHM-System) sind die automatisierte Signalanalyse und die nachfolgende Beurteilung des Überwachungsobjektes. Deshalb sind Messdaten von den Überwachungsobjekten im unversehrten und im geschädigten Zustand für die Systementwicklung ebenso wichtig wie Messdaten von Schädigungsvorgängen und solche von geänderten Umgebungsbedingungen, die Rückwirkungen auf das dynamische Verhalten der Struktur haben. Solche Messdaten wurden in zwei Großversuchen in der Grundbauversuchsgrube des Testzentrums Tragstrukturen Hannover, TTH, der Leibniz Universität zusammen mit Fraunhofer IWES im Verlauf der Forschungsprojekte UnderwaterINSPECT und QS-M Grout, – beide vom BMWi gefördert – gewonnen. In UnderwaterINSPECT wurde der Grundstein für ein SHM-System zum Monitoring von Offshore-Fundamenten gelegt, während in QS-M Grout gegenwärtig die grundlegenden Versuche für ein SHM-System für Grout-Fugen durchgeführt werden. In dem Beitrag wird die grundlegende Arbeitsweise eines schwingungsbasierten SHM-Systems dargestellt. Im Anschluss daran werden jeweils Aufbau, Durchführung und Ergebnisse der Versuche aus UnderwaterINSPECT und QS-M Grout dargestellt. In beiden Versuchen wurden sowohl Veränderungen der environmental and operational conditions, EOCs, als auch Schäden nachgestellt.

Abstract

The most important parts of a structural health monitoring system (SHM system) are the automated signal analysis and the subsequent assessment of the monitoring object. Therefore, measurement data from the monitored objects in the undamaged and damaged state is as important as the system development. Of great importance are the measurement data of damage processes and that of changed environmental conditions which influence the dy-

dynamic behavior of the structure. Such data was obtained in two large measurement campaigns in the test pit of the Test Center for Support Structures Hannover, TTH, of Leibniz University. Together with Fraunhofer IWES, Wölfel did the tests within the framework of two R&D-projects UnderwaterINSPECT and QS-M Grout, both funded by the Federal Ministry for Economic Affairs and Energy. In UnderwaterINSPECT, the foundation for an SHM system for monitoring offshore foundations was laid, whereas the basic tests for an SHM system for grouted joints are currently being carried out in QS-M Grout. The paper presents the basic operation of a vibration based SHM system, followed by a presentation of the structure, performance and results of the experiments from UnderwaterINSPECT and QS-M Grout. In both tests, changes in environmental and operational conditions, EOCs as well as damage were investigated.

1. Einleitung

Gründungsstrukturen von Offshore-Windenergieanlagen sind wegen des Angriffs von Wind und Wellen und durch die ständige Anregung aus der Windenergieanlage selbst dynamisch hoch beansprucht. Dabei werden mehr oder weniger zyklische Lasten von stochastischen komplex überlagert. Diese dynamischen Lasten und die Strömung wirken sich auf die globale Standfestigkeit der Tragstruktur aus. Während besonders der Tidenstrom Auskolkungen hervorruft, führen die dynamischen Lasten zu Schädigungen an Grout-Fugen, Schweißnähten und anderen, hoch beanspruchten Teilen der Tragstruktur. Im Verein mit Korrosion können sich daraus massive Beeinträchtigungen des Tragverhaltens der Gründungsstruktur entwickeln, die unter Umständen bis zum Versagen führen. Aus diesem Grund schreibt das Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie, BSH 2007, vor, dass bei Offshore-Windenergieanlagen die Tragstrukturen besonders zu überwachen sind [1]. In einer Neuauflage aus dem Jahr 2015 werden wiederkehrende Prüfungen im zwei- bis vierjährigen Turnus vorgeschrieben [2]. Die 2007 geforderten Überwachungsmaßnahmen setzen ein automatisch arbeitendes Monitoringsystem voraus, das zu dieser Zeit nicht existierte. Dieses Manko war Ausgangspunkt für das vom BMWi geförderte F+E-Verbundprojekt UnderwaterINSPECT [3]. Probleme mit Grout-Fugen an Offshore Windenergieanlagen, die etwa vor 10 Jahren offenkundig wurden [4], gaben schließlich den Anstoß für ein zweites, ebenfalls vom BMWi gefördertes Projekt QS-M Grout, über das hier erstmals berichtet wird.

2. Arbeitsweise eines schwingungsbasierten SHM-Systems

Die Mehrzahl der SHM-Systeme stützt sich auf die Auswertung des dynamischen Verhaltens des Überwachungsobjektes. Das Schwingungsverhalten einer OWEA ist ein integraler Indikator, in dem Hinweise auf Steifigkeit und Standfestigkeit ebenso zu finden sind wie Informationen über den Anlagenbetrieb oder Wind- und Wellenlasten. Das SHM-System beobachtet Veränderungen bei den Eigenfrequenzen der Struktur und bei den Strukturantworten im Gefolge unterschiedlicher Anregungsmechanismen. Aus der Analogie zu einem Einmassenschwinger

$$\omega = \sqrt{(k/m)}$$

lässt sich auf einfache Weise erklären, wie ein mechanisch bedingter Strukturschaden die Steifigkeit k reduziert, maritimer Bewuchs die Masse m erhöht, eine Unwucht an den Rotorblättern der OWEA die periodische Anregung 1Ω ändert und eine Erhöhung oder Verminderung der Last aus Anlage, Wind und Wellen die Amplituden der Signale beeinflusst. Somit werden alle Effekte in der Veränderung der Kreiseigenfrequenz ω wiedergespiegelt.

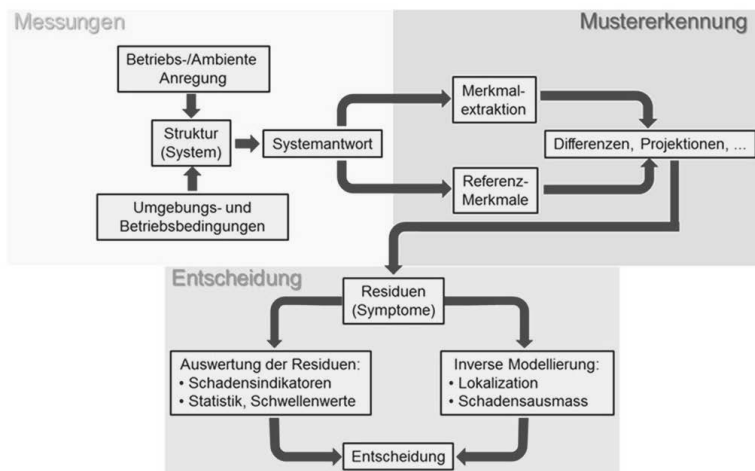


Bild 1: Flussdiagramm eines schwingungsbasierten SHM-Systems nach Fritzen, Kraemer, vgl. dazu [5]

Anhand des Flussdiagramms aus Bild 1 sei die Arbeitsweise eines schwingungsbasierten SHM-Systems erklärt: Das Offshore-Fundament wird durch den Betrieb der OWEA und durch die Umgebungsbedingungen wie Wind, Wellen und Tidenströmung zu Schwingungen angeregt. Sowohl Umgebungsbedingungen wie z. B. der Wasserstand, der die Dämpfung

verändert, als auch die Betriebsbedingungen, wie z. B. die Drehzahl der Anlage oder deren aktuelle Pitchwinkel, die die Eigenfrequenzen verschieben, wirken sich auf die Strukturantwort der Gründung aus. Diese Strukturantwort wird mit Beschleunigungs-aufnehmern gemessen. Da jedoch im Gegensatz zur experimentellen Modalanalyse die Anregung nicht bekannt ist, muss beim Health Monitoring eine sogenannte *Output-Only-Methode* angewendet werden.

Jede Gründungsstruktur ist wegen ihrer unterschiedlichen Einbindung ins Sediment und wegen der variierenden Wassertiefe ein schwingungstechnisches Individuum mit einer eigenen Schwingungscharakteristik. Deshalb müssen zunächst die Referenzwerte einer neu gesetzten Gründung ermittelt werden. Dies geschieht mithilfe eines selbstlernenden Systems, das sich in einer kurzen Einlernphase seine Referenzwerte und die zulässigen Abweichungen selbst ermittelt. Danach werden die aktuellen Messdaten nur noch mit den Referenzwerten verglichen und nur bei Abweichungen wird per Automatismus nach dem Grund gesucht.

In den gefundenen Residuen sind Hinweise auf den Schaden enthalten. An dieser Stelle setzen unterschiedliche *Damage*-Indikatoren an, die z. B. nach einer beobachteten Reduktion der Steifigkeit zu Entscheidungen wie „Anlage mit reduzierter Leistung betreiben“ oder „Inspektion der Tragstruktur“ kommen.

Die dynamische Strukturantwort einer Gründungsstruktur verändert sich bei gutartigen Umstellungen, z. B. mit Schwankungen des Wasserstands bei Ebbe und Flut. Das Ergebnis kann eine Anhebung oder Absenkung der Eigenfrequenz sein. Das Gleiche geschieht jedoch auch bei Steifigkeitsverlust, der die Eigenfrequenz absenkt. Allerdings handelt es sich dann um einen Schaden. Während bei Ebbe und Flut nicht gewarnt werden darf, muss die Warnung bei Verlust der Steifigkeit erfolgen. Aus diesem Grund müssen Signale, die auf einen Schaden hinweisen, sicher von sehr ähnlichen Signalen, deren Ursache gutartige Veränderungen der Umwelt- oder Betriebsbedingungen sind, unterschieden werden. Wir sprechen vom Erkennen und von der Kompensation der sogenannten EOC-Effekte, der *operational and environmental conditions* [6]. Die Kompensation der Umgebungs- und Betriebseinflüsse auf die Schadensindikatoren gehört zu der wichtigsten und gleichzeitig anspruchsvollsten Aufgabe eines SHM-Systems.

Für die in UnderwaterINSPECT entwickelte generelle Fundamentüberwachung werden zwei schwingungsbasierte Algorithmen vorgestellt, mit denen Strukturveränderungen und die

Tragfähigkeit beurteilt werden können. Beide gehören zur Gruppe der Stochastic Subspace Identification (SSI)-Algorithmen.

Der erste Algorithmus betrachtet nur Veränderungen in den stochastischen Zustandsraummodellen niedriger Ordnung. Das Modell selbst wird aus den gemessenen Zeitreihen aufgebaut. Diese Veränderungen können physikalisch als Änderung der Schwingungsmoden betrachtet werden. Der Algorithmus ist bei technischen Anwendungen als Covariance-driven Stochastic Subspace Identification algorithm, SSI-COV, bekannt und wird in unterschiedlichen Formen für die Schwingungsmodenidentifikation im Kontext einer *Output-Only* Modalanalyse verwendet [7], [8].

Die zweite Methode betrachtet nur Veränderungen in den höheren Modellordnungen von Zeitreihenmodellen (unter Verwendung des mathematischen linken Kernelraums der Modelle) und ist als Stochastic Subspace Fault Detection (SSFD) [9] oder als Null Space-based Fault Detection (NSFD) Algorithmus bekannt. Diese zweite Methode ist wesentlich sensitiver gegenüber Strukturveränderungen als die erste, aber gleichzeitig auch gegenüber Veränderungen der EOCs. Deshalb ist die Kompensation der Umgebungsbedingungen noch anspruchsvoller als bei SSI-COV [5].

3. Großversuche im TTH – Grundlage der Methodenentwicklung

Die grundlegenden Versuche im Projekt UnderwaterINSPECT fanden im Testzentrum Tragsstrukturen Hannover, TTH, der Leibniz Universität statt. Sie wurden von Wölfel zusammen mit Fraunhofer IWES durchgeführt [3][10]. Während für Fraunhofer IWES die Boden-Struktur-Wechselwirkung zwischen Pfahl und Versuchsstand und das „Sediment“ selbst im Vordergrund standen, lag für Wölfel die Messung der Strukturantwort des Pfahls infolge unterschiedlicher Anregung bei gleichzeitiger Veränderung der Umgebungsbedingungen und vor allem bei Schädigung im Brennpunkt des Forschungsinteresses. Ähnlich gut wie die Zusammenarbeit zwischen Wölfel und Fraunhofer IWES in UnderwaterINSPECT war, ist sie auch im laufenden Projekt QS-M Grout. Für dieses Projekt werden gegenwärtig die grundlegenden Versuche für ein SHM-System für Grout-Fugen durchgeführt. Da bei Drucklegung des Aufsatzes die Versuche noch laufen, können nur allererste vorläufige Ergebnisse dargestellt werden. Die vertiefende Signalanalyse steht noch bevor.

3.1 UnderwaterINSPECT – Versuche zur Standfestigkeit

Bei dem Großversuch wurde eine Messtechnik erprobt, aus der nach Abschluss des Projekts das Produkt SHM.Foundation zur Überwachung von Gründungsstrukturen entwickelt wurde.

Die Messdaten lieferten die Grundlage für das Konzept einer automatisierten Signalanalyse, die Schäden frühzeitig erkennen, bewerten und gegebenenfalls vor ihnen warnen soll.

Dynamische Messdaten wurden für Betriebs- und Extremelasten ermittelt. Besonderer Wert wurde auf Messdaten der unversehrten Struktur (Referenzwerte) und auf Signale von unterschiedlichen Schäden gelegt. Sie mussten sicher von den Signalen unterschieden werden, deren Ursache in veränderten Umweltbedingungen zu suchen war. Die Versuche haben gezeigt, in welcher Weise eine sichere Unterscheidung der gutartigen EOCs von Schäden machbar ist.

3.1.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Der Versuch wurde mit einem Monopile im Maßstab 1:10 durchgeführt. Der Pfahl wurde 6 m tief in das Sediment eingerüttelt [3] [10]. Die Betriebslasten wurden durch einen elektrodynamischen Shaker BD.10, der als Gondel einer WEA fungierte, eingebracht. Extremelasten wurden von einer Hydraulik erzeugt.

Das für den Versuch entworfene SHM-System hat alle physikalischen Größen gemessen, die SHM.Foundation auch misst. Es kamen auf 8 Messebenen 1D- und 2D-Beschleunigungssensoren, Dehnmessstreifen, Neigungsmesser und Temperatursensoren zum Einsatz. Allerdings wurden aus wissenschaftlichem Interesse heraus wesentlich mehr Sensoren verwendet, als beim späteren Produkt notwendig sind. Beim Produkt gilt die Prämissen, so viel Sensoren wie nötig, aber gleichzeitig so wenig Sensoren wie möglich!

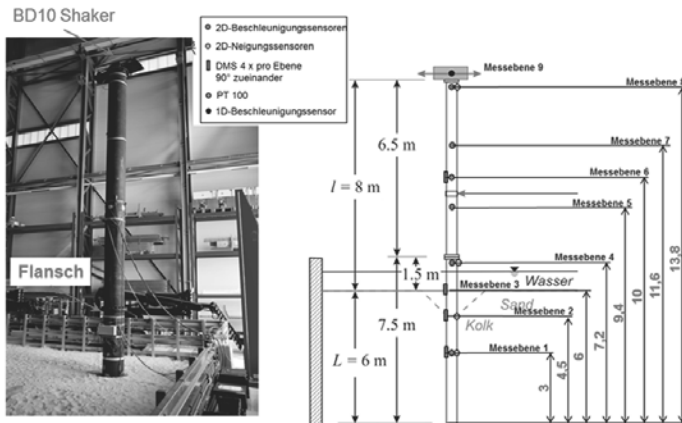


Bild 2: Versuchsaufbau im TTH: Instrumentierter Monopfahl in der Versuchsgrube mit Shaker BD.10 (linkes Bild); Instrumentierung des Monopfhales auf 8 Messebenen (rechtes Bild)

Die Versuche wurden im Jahr 2015 im TTH von Fraunhofer IWES und Wölfel gemeinsam durchgeführt. Nach den Referenzmessungen wurden nacheinander u. a. folgende Messungen durchgeführt:

- Lastveränderungen, Veränderung der EOCs
- Steifigkeitsverlust der Tragstruktur, Schaden
- Einfluss von marinem Bewuchs, Veränderung der EOCs
- Kolkbildung, Schaden

Die oben genannten Messungen wurden teilweise miteinander kombiniert.

3.1.2 Schadensbild: Steifigkeitsverlust des Pfahls

Da mehrere Schädigungsversuche bei unterschiedlichen Betriebs- und Umgebungsbedingungen durchgeführt werden sollten, musste ein reversibler Schaden in Form eines Flansches mit 20 Schrauben zwischen Pfahl und Turm eingebaut werden, mit dessen Hilfe die Steifigkeit des Versuchsobjektes kontrolliert verändert werden konnte. Durch Lockerungen von 2, 4 und 6 Schrauben, die mit Kontermuttern gegen Klappern – und damit eine Verfälschung der Signale – gesichert waren, wurde der Steifigkeitsverlust reproduzierbar. Aus Sicherheitsgründen wurden die gelockerten Schrauben nicht vollständig entfernt, sondern blieben mit einer kleinen Restspannung in ihrer Position (vgl. Bild 4 und Bild 6).

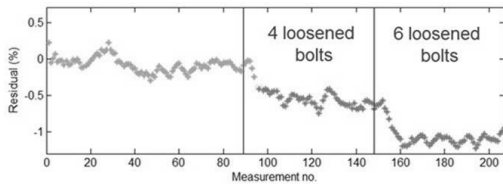


Bild 3: Ergebnisse des SSI-COV-Indikator

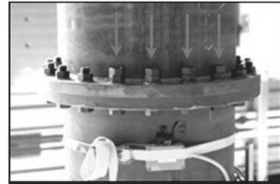


Bild 4: Flansch mit 4 gelockerten Schrauben

Der auf SSI-COV beruhende Damage-Indikator stützt sich auf die Analyse von 4 Eigenfrequenzen und kann einen größeren Steifigkeitsverlust, entstanden durch 4 oder 6 gelockerte Schrauben, sehr gut erkennen. Die Detektion des geringfügigen Steifigkeitsverlustes, der durch nur zwei gelockerte Schrauben entsteht, ist nur eingeschränkt möglich (vgl. Bild 3).

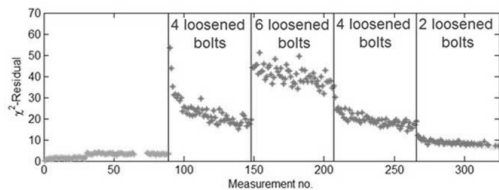


Bild 5: Ergebnisse des NSFD-Indikators

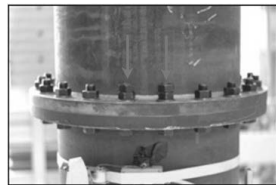


Bild 6: Flansch mit 2 gelockerten Schrauben

Der zweite Indikator mit der NSFD-basierten Methode kann alle drei Schädigungsstadien mit 2, 4 oder 6 gelockerten Schrauben sehr gut erkennen (vgl. Bild 5).

3.1.3 Änderung der EOCs: Bewuchs

Im Versuch ist die Simulation von marinem Bewuchs nur sehr eingeschränkt möglich. Zusatzmassen sollten den Einfluss von Bewuchs nachstellen. Dabei konnte der veränderte Strömungswiderstand oder Auftrieb bei Bewuchs mit Blasentang nicht nachgestellt werden. Die Annahme der Massenzunahme gilt nur für den Sonderfall, dass sich Bewuchs im Tidewasserbereich bildet und bei Niedrigwasser in der Luft hängt und somit als zusätzliche Masse den Pfahl belastet. Es wurden drei Zusatzmassen in Höhe von 4, 20 und 30 kg in Flanschnähe am Turm befestigt. Die schwingende Masse von Pfahl, Turm plus Shaker lag bei ca. 1 t.

Die NSFD-basierte Methode konnte die massebezogenen Änderungen gut erkennen (vgl. Bild 7). Dagegen erwies sich die SSI-Methode als weniger geeignet, um derart kleine Massenänderungen sicher anzuzeigen. Solche unterschiedlichen Sensitivitäten einzelner Indikatoren werden auch als weiteres Unterscheidungsmerkmal für die endgültige Beurteilung von Veränderungen der Messdaten herangezogen. Der Bewuchs einer Struktur ist kein Schaden, vielmehr gehört er in die Gruppe der Veränderungen bei den EOCs.

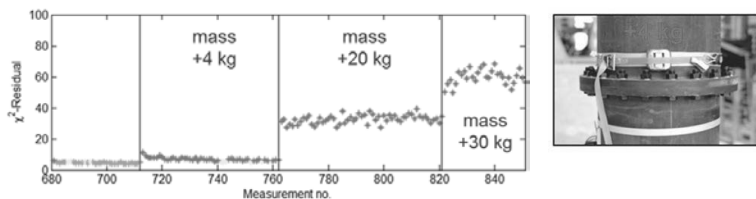


Bild 7: Entwicklung des NSFD-basierten Indikators (links); Zusatzmasse 4 kg (rechts)

3.1.4 Schadensbild: Kolkbildung

Eine Kolkbildung verändert die Randbedingungen der Struktur. Die Einbindetiefe und damit der Kontaktbereich zwischen Sediment und Pfahl werden verringert. Das wirkt sich auf die Standfestigkeit aus. Im Verlauf der Experimente wurde die Auskolkung durch Abgraben von Sand mit verschiedenen Tiefen von 30 cm, 60 cm und 80 cm hergestellt.

Die Auswirkungen der Auskolkung auf beide hier betrachteten Schadensindikatoren ist immens (vgl. dazu Bild 8 und Bild 9). Es ist deshalb zu vermuten, dass eine Auskolkung, die gleichzeitig mit anderen Strukturveränderungen wie einem strukturellen Steifigkeitsverlust auftritt, absolut dominant ist. Möglicherweise ist die Dominanz derart groß, dass schwächere Schadenssignale maskiert werden. In solchen Fällen ist es wichtig, dass die Algorithmen zur Schadensdetektion entweder den Kolkbildungseffekt z. B. durch Hinzuziehen von Inklinationsmessungen erkennen und kompensieren können oder dass nach Abschluss einer Kolkbildungsphase die Referenzen nachgezogen werden. Es ist jedoch zu bedenken, dass die Kolkbildung bei Sturmereignissen oder veränderten Strömungen wieder aufleben kann. Gegebenenfalls kann eine Überprüfung der Kolkentiefe mit anderen Methoden wie z. B. mit einem Echolot eine sinnvolle Ergänzung sein.

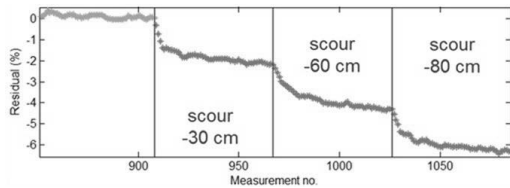


Bild 8: Der weniger sensitive auf SSI-COV beruhende Indikator liefert bereits ausgezeichnete Ergebnisse.

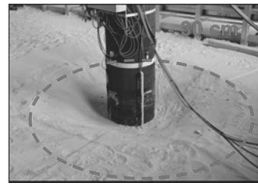


Bild 9: Auskolkung mit einer Tiefe von 30 cm

3.2 QS-M Grout – Versuche zur Überwachung der Grout-Fuge

Das Forschungsprojekt „QualitätsSicherung und Structural Health Monitoring von Grout-Verbindungen an Unterwasser-Tragstrukturen von Offshore-Windenergieanlagen“, kurz QS-M Grout, versteht sich als Nachfolgeprojekt von UnderwaterINSPECT. In diesem Projekt liegt der Fokus auf der Überwachung von Grout-Fugen mithilfe von dynamischen Strukturantworten. Die angewandte Methodik versteht sich als natürliche Erweiterung der SHM-Systeme von Wölfel. Der großmaßstäbliche Versuch findet ebenfalls im TTH statt.

3.2.1 Versuchsaufbau

Der Monopfahl – bekannt aus dem Vorgängerprojekt – ist um eine Sektion mit Grout-Verbindung erweitert worden. Insgesamt wurden zwei Grout-Verbindungen mit identischem Design getestet. Der Versuchskörper wurde sowohl in der Grundbaugrube als auch im Spannungsfeld untersucht.

Der Versuchsaufbau ist in Bild 10 dargestellt. Links ist der dreigeteilte Aufbau zu erkennen: Die Basis bildet ein Pfahl mit 65 cm Durchmesser und 7 m Länge, der in die Grundbaugrube einvibriert wurde. Am Pfahl befanden sich auf 8 Ebenen faseroptische Dehnungssensoren im Abstand von 60 cm. Der Mittelteil des Versuchskörpers ist die Grout-Verbindung (engl. Transition-Piece; TP), bestehend aus Pile (unten) und Sleeve (oben). Insgesamt hat das Verbindungsstück eine Länge von 2,5 m und ist durch Flansche mit dem Pfahl bzw. dem Turm verbunden. Der Turm oberhalb der Grout-Fuge hat eine Länge von 5,5 m. Der Großteil der Sensorik wurde im Bereich der Grout-Verbindung appliziert. Es sind 8 Dehnungsmessstellen auf zwei Ebenen, zwei Neigungssensoren und zwei Beschleunigungssensoren verbaut worden. Am Turm befanden sich weitere Beschleunigungssensoren. Der elektrodynamischen Shaker vom Typ BD.10 am Turmkopf wird genutzt, um die Struktur dynamisch anzuregen.

Zur Schädigung der Grout-Verbindung wird das Spannfeld des Testzentrums genutzt, da hier mithilfe einer Hydraulik große Kräfte auf die Struktur aufgebracht werden können, ohne eine Schiefstellung des Pfahls zur Folge zu haben. Der gesamte Versuchsaufbau wurde so konzipiert, dass ein Transfer des Testobjekts aus der Grundbaugrube ins Spannfeld schnell möglich ist. Hierzu werden die Schrauben am Flansch unterhalb der Grout-Fuge gelöst, um einen Schaden zu simulieren. Nach Beendigung der Referenzen wurden TP und Turm ins Spannfeld verbracht, wo ebenfalls Referenzmessungen durchgeführt wurden.

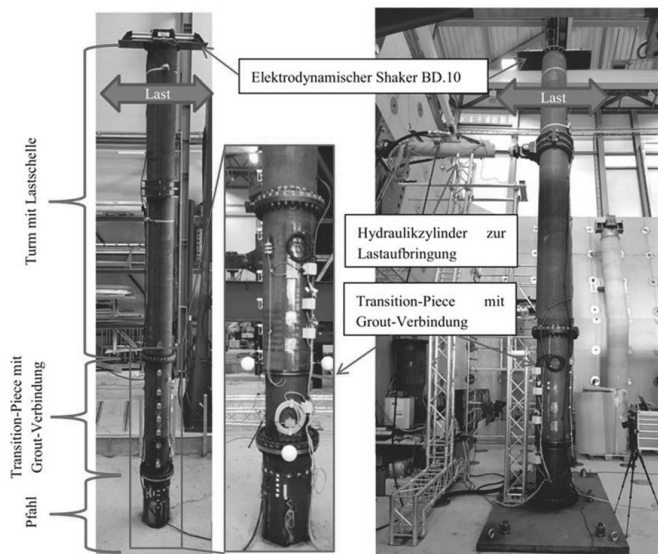


Bild 10: Versuchsanordnung in der Grundbaugrube (links) und am Spannfeld (rechts)

3.2.2 Versuchsdurchführung

Ziel des Versuchs ist eine kontrollierte Schädigung der Grout-Verbindung. Sie sollte in einem frühen Stadium durch Betrachtung der dynamischen Strukturantwort nachgewiesen werden. Zu diesem Zweck wurden zwei TP eingesetzt. Das erste TP wurde in der Grundbaugrube installiert. Anschließend wurden Referenzmessungen mit unterschiedlichen Anregungen durchgeführt. Zusätzlich wurden einige Schrauben der Flanschverbindung zwischen TP und Pfahl gelöst, um einen Schaden zu simulieren. Nach Beendigung der Referenzen wurden TP und Turm ins Spannfeld verbracht, wo ebenfalls Referenzmessungen durchgeführt wurden.

Anschließend wurde ein Hydraulikzylinder über eine Lastschelle am Turm befestigt. Die Lastschelle wurde vor Beginn der Versuche installiert und verblieb durchgehend an der Struktur. Die Belastung der Struktur erfolgt mit einer zyklischen Wechsellast in mehreren Laststufen mit steigender Lastamplitude. Nach jeder Laststufe wurde der Hydraulikzylinder entfernt, um Referenzmessungen der dynamischen Strukturantworten durchzuführen. Nach der Detektion von Änderungen des Strukturverhaltens wurde der Versuchskörper wieder in die Grundbaugrube umgesetzt. Hier sind abschließend erneut Referenzmessungen durchgeführt worden. Bei dem zweiten TP wurde grundsätzlich analog vorgegangen, ein Umsetzen in die Grundbaugrube erfolgte jedoch mehrfach nach den einzelnen Lastpaketen im Spannungsfeld, um verschiedene Referenzzustände in der Grundbaugrube zu erfassen. Aktuell befindet sich das zweite TP zu abschließenden Messungen im Spannungsfeld des Testzentrums.

3.2.3 Erste Versuchsergebnisse

Ein SHM-System soll zu einem möglichst frühen Zeitpunkt, zu dem noch Gegenmaßnahmen möglich sind, Schäden detektieren. Deshalb wurden in Anlehnung an das Vorgängerprojekt Schadensindikatoren aus den Messdaten berechnet. Diese werden statistisch analysiert, um signifikante Änderungen an der Struktur zu identifizieren. Zur ganzheitlichen Betrachtung der Leistungsfähigkeit wird ein mehrstufiges SHM-Konzept zum Einsatz kommen, welches unterschiedliche Schadensindikatoren sowie Hypothesentests beinhaltet [11].

Da die Versuche noch nicht abgeschlossen sind, werden hier nur allererste vorläufige Ergebnisse dargestellt. Die Messdaten in Bild 11 wurden am ersten TP vor, während und nach den zyklischen Belastungen im Spannungsfeld aufgenommen. Für jeden 10-minütigen Datensatz ist ein Schadensparameter (damage indicator, DI) dargestellt. Dieser basiert auf der spektralen Energieverteilung der Beschleunigungssensoren auf vier Ebenen.

Die Belastungsphasen sind in der mittleren Abbildung, in der die statistischen Größen der einzelnen Zustände zwischen den Belastungen als Box-Plots dargestellt sind, mit ihren Lastamplituden eingetragen. Zwischen den zyklischen Belastungen wurde jeweils der Hydraulikzylinder von der Struktur entfernt und die Struktur mit weißem Rauschen bei gleicher Lastamplitude angeregt. Oberhalb und unterhalb dieser Darstellung sind die berechneten Schadensindikatoren über die Zeit bzw. über die Datensätze geplottet. Das 95%-Perzentil ist jeweils als rote horizontale Linie eingetragen.

Diese Betrachtung stellt einen Zwischenstand dar und wird im weiteren Projektverlauf analog für das zweite TP getätigt. Zusätzlich werden die Messdaten in der Grundbau-Versuchsgrube vor und nach der Schädigung im Spannungsfeld analysiert. Neben dem hier dargestellten Schadensindikator sollen diverse weitere Indikatoren, z. B. Residuen basierend auf der Stochastic-Subspace-Methode, ermittelt und statistisch analysiert werden. Die Betrachtung von Dehnungen, Neigungen und Beschleunigungen während der Belastungsphasen ist ein weiteres Ziel der kommenden Auswertungen.

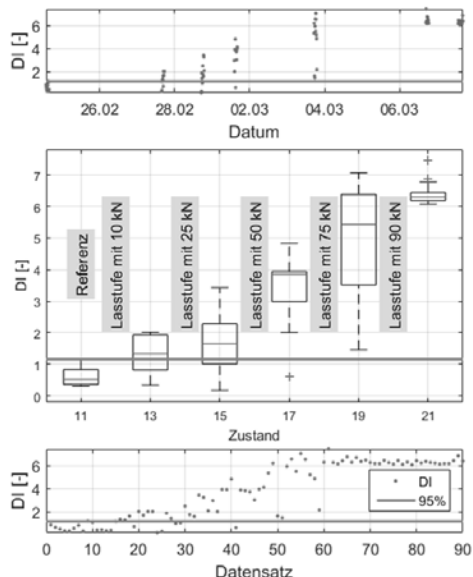


Bild 11: Vorläufige Versuchsergebnisse, gewonnen am ersten TP. Der Schadensindikator (DI) beruht auf der spektralen Energieverteilung. In der mittleren Darstellung sind die statistischen Größen für unterschiedliche Zustände anhand eines Box-Plots vor, zwischen und nach den zyklischen Belastungen dargestellt. In der oberen Darstellung sind dieselben Daten über der Zeit, in der unteren Darstellung über der Datensatznummer zu sehen. Zusätzlich ist der 95 % Perzentil-Wert der 10-min. Daten abgebildet

4. Zusammenfassung

In dem Beitrag wird über zwei im Rahmen von Forschungsprojekten durchgeführte Großversuche UnderwaterINSPECT und QS-M Grout im TTH berichtet. Die Großversuche lieferten

erste Messdaten der späteren Überwachungsobjekte. Das sind Gründungsstrukturen von OWEA. Im Mittelpunkt der Untersuchung standen Messsignale von gezielt eingebrachten Schädigungsvorgängen und von Änderungen der Umwelt- und Betriebsbedingungen, der sogenannten EOCs. Diese Messsignale bilden die Grundlage für die Entwicklung von Auswertalgorithmen.

Im Projekt UnderwaterINSPECT wurde der Grundstein für ein SHM-System von Gründungsstrukturen gelegt, im zweiten Projekt werden allererste Ergebnisse eines noch laufenden Projektes zur Überwachung von Grout-Fugen dargestellt.

Literaturangaben

- [1] Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie, BSH: Standard, Untersuchung der Auswirkungen von Offshore-Windenergieanlagen auf die Meeresumwelt, StUK 3, 2007.
- [2] Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie, BSH: Standard Konstruktion, Mindestanforderungen an die konstruktive Ausführung von Offshore-Bauwerken in der ausschließlichen Wirtschaftszone (AWZ), 2015
- [3] Friedmann, H., J. Eppler, M. Kohlmeier, B. Weihnacht, G. Winkel: Underwater-INSPECT - Technologien zur zuverlässigen und effizienten Prüfung von Unterwasser-Tragstrukturen an Offshore-Windenergieanlagen, in: Tagungsband der Statustagung Maritime Technologien 2015, S. 97-112, Jülich 2015, Schriftenreihe Projekträger Jülich
- [4] Schaumann, P., S. Lochte-Holtgreven, L. Lohaus, N. Lindschulte: Durchrutschende Groutverbindungen in OWEA – Tragverhalten, Instandsetzung und Optimierung, in: Stahlbau, 79. Jg. 2010, Heft 9, S.-637-647
- [5] Kraemer, P.; H. Friedmann: Vibration-based structural health monitoring for offshore wind turbines – Experimental validation of stochastic subspace algorithms, in: Int. Journal of Wind and Structures, Vol. 21, 2015, Nr. 6, S. 693-707
- [6] Sohn, H.: Effects of environmental and operational variability on structural health monitoring, in: Philosophical Transactions of the Royal Society, Vol. 365, 2007, S. 539-560
- [7] Overschee, P. van; B. De Moor: Subspace Identification for Linear Systems, Theory, Implementation, Applications, Kluwer Academic Publishers, 1996

- [8] Peeters, B., G. De Roeck: Reference-Based Stochastic Subspace Identification for Out-put-Only Modal Analysis, in Mechanical Systems and Signal Processing, 12(6), S. 855-878, 1999
- [9] Basseville, M., M. Abdelghani, A. Benveniste: Subspace-based fault detection algorithms for vibration monitoring, in Automatica, 36, S. 101-109, 2000
- [10] Spill, S.; M. Kohlmeier; P. Kraemer; H. Friedmann: Messtechnische und numerische Untersuchungen an einvibrierten, lateral beanspruchten Stahlrohrpfählen, Messen in der Geotechnik 2016, 17.-18.03.2016 in Braunschweig, Mitteilungen des Instituts für Grundbau und Bodenmechanik, Technische Universität Braunschweig, 2016
- [11] Häckell, M. W: A Holistic Evaluation Concept for Long-Term Structural Health Monitoring. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Hanover, 2015

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

A case study of the structural health monitoring for off-shore monopile foundations: sensors and analyses

Eine Fallstudie der structural health monitoring für Offshore-Monopile Gründungen: Sensoren und Analysen

**M.Sc. Majid Goodarzi, Dipl.-Ing. Benjamin Ossig,
Dr. Janis Thal, Geo-Engineering.org GmbH, Bremen**

Abstract

A comprehensive structural health monitoring on wind farms can avoid serious interruption of operation and reduce the maintenance cost by an early detection of minor damages. In this study, a monitoring concept was designed for and installed on monopile foundations. Different aspects including the overall vibration and inclination in the wind plants and the performance of the grout between the foundation pile and the transition piece were monitored. Special sensors were also placed in the foundation to evaluate the performance of the corrosion protection. These data were continuously analysed throughout one working year in conjunction with the SCADA data under lower RPM and wind speed in order to reduce the vibrations induced by wind, waves and the rotor. Comparison of data from different months and different wind plants revealed that the monitoring program can effectively assess the structural health condition.

1. Introduction

Offshore wind turbines are continuously subjected to different loadings, for example from waves, wind and also the vibration induced by the rotation of the rotor. Such harsh loading condition could potentially cause some damages in the structure and reduces the life-time of the turbines. A structural health monitoring (SHM) system along with continuous structural health analysis can help to identify these potential hazards and give an alarm for further inspection which consequently reduces the maintenance cost and increases the life-time of wind parks [1]. Primary objectives of monitoring are to identify the variation in inclination and natural frequency of the structure (see e.g. [2,3]). A challenge for offshore SHM is that the effect of environmental and operational variability is significantly high. SCADA data is normally required to reduce these effects by selecting the recorded data at low wind speed and low RPM of the rotor [3]. In this study, aside from the conventional analysis of vibration and

inclination, the performance of the grout between foundation monopile (MP) and transition piece (TP) and also the corrosion protection were also included in the monitoring program. Figure 1 illustrates the positioning of the proposed sensors and the main monitoring components in a monopile wind plant. In the following, the monitoring system and its analyses are presented in more details for two monopiles installed in water depth of 20-25 m and 33-36 m.

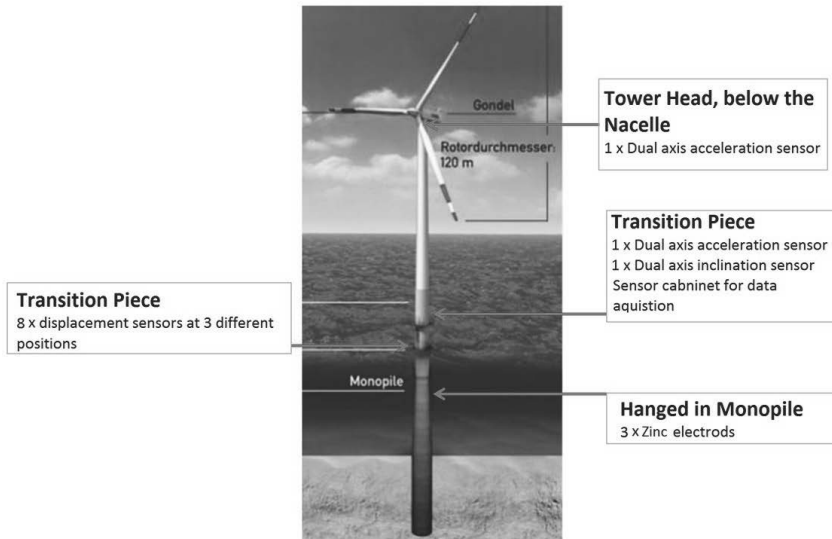


Fig. 1: Sensor positioning and monitoring components in a monopile wind plant.

2. Acceleration analysis

Every structure is vibrating and the frequencies of the vibration depend on the shape and the stiffness of the structure. These frequencies are called natural frequencies of the structure. Any change in the geometry or the stiffness of the structure will change the natural frequencies. The acceleration sensors can convert the vibration of a structure into wave data. Then, using the concept of signal processing, the dominated frequencies of the vibration can be detected which are the natural frequencies of the structure. Here, two dual axis acceleration sensors were installed in transition piece and in the tower head. A challenge for these sensors is the frequency of data recording which should be selected with cautious. High frequency recording generates largefiles which require lot of time and space for the analysis and storage. However, lower frequency for data acquisition may lead to less accurate meas-

urement of the structural vibration. The data reported in this paper were recorded with two different frequencies of 50 Hz and 25 Hz and later, they are compared together.

Figure 2 illustrates a smoothening curve over the results of signal processing for 10 min of data. This time span is selected in accordance with the SCADA data in which the wind speed is less than 0.2 m/s and the rotor RPM is less than 1. This so-called zero load condition is imposed in order to minimize the effect of the induced vibrations from wind/wave loading and the rotation of the rotor. Two clear peaks can be identified which correlate to the natural frequencies of the structure.

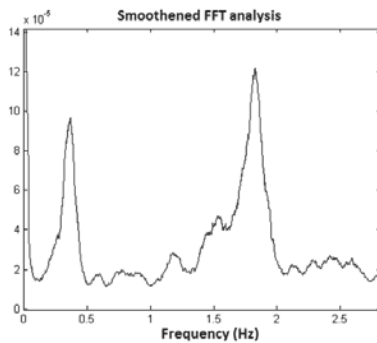


Fig. 2: Smoothened Fast Fourier-Transformation of the vibration in WP1.

Figure 3 shows the tracking of the natural frequencies in one working year for two wind plants (WP) installed at water depth of approximately 20-25 m (WP1) and 33-36 m (WP2). No changes can be observed in the natural frequencies of the monopiles which is a confirmation for the structural health. It can be observed that the monitoring system clearly highlights the difference between the two wind plants and the second natural frequency shows more sensitivity to water depth or length of the structure. In fact, it can be said that the second natural frequency can better reveal any structural problem such as damage or scouring [4]. In addition, in the first stage, the data were recorded with 50 Hz frequency (before the gap in Figure 3) and in the second stage, it was reduced to 25 Hz. It was observed that 25 Hz data acquisition is still quite enough for monopile structures.

3. Inclination analysis

Any inclination in wind plants could induce undesired loadings on their structure and potentially cause more fatigue. In order to continuously monitor the inclination of the towers, dual axis tilt sensors were installed in the transition piece. The absolute value of the tilt and the

direction can be calculated using the recorded data on the two axes. The frequency of the tilt sensors should be selected in such a way that it can capture the main movement of the tower, related to the first natural frequency of the structure. Here, the tilt sensors were recording with a frequency of 25 Hz. The maximum allowable tilt in wind plants are normally determined by the designers. However, a value of 0.5 degree is generally accepted in the design documents for the zero load condition. Figure 4 shows the recorded tilt in the two wind plants for the last month of the working year along with the threshold of 0.5 degree. As it can be expected, the longer tower shows relatively more inclination while it is vibrating, however, the values of inclination in the towers are still within the acceptable range.

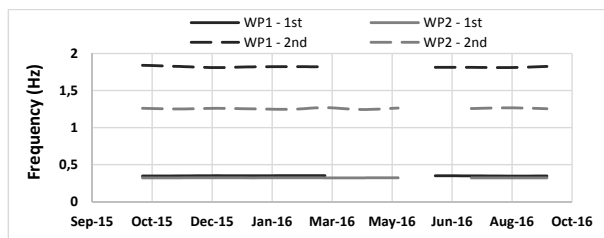


Fig. 3: Evolution of the first (1st) and second (2nd) natural frequencies of the wind plants in one year.

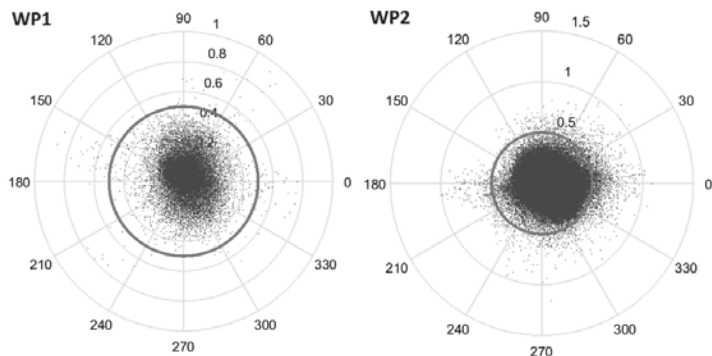


Fig. 4: Recorded inclination at zero load condition in one month.

4. Grout monitoring

The transition piece rests on a layer of grout around the upper section of the monopile foundation. All the loadings coming from the tower are transferred through this layer to the foundation.

dation pile. The performance of the grout was continuously monitored at three locations by measuring the relative displacement between the TP and the MP. Any creep or failure in the grout can be captured by these sensors. Figure 6 shows an installed displacement sensor and the connection to the monopile.

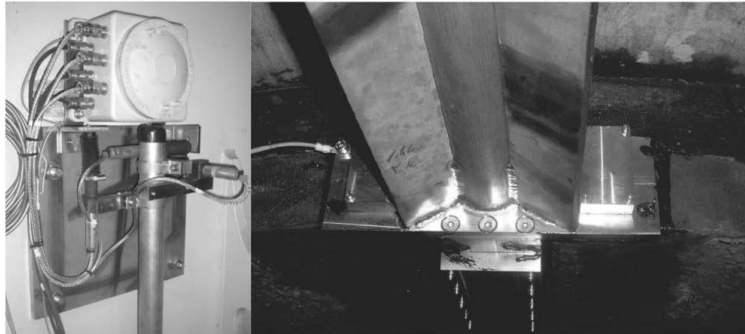


Fig. 6: Horizontal (H), vertical (V) and tangential (T) sensors (left) and the mounting of the holding at the top of the monopile.

The frequency of data measurement was initially 50 Hz and later it was reduced to 12.5 Hz. These values were found to be enough for displacement analysis. Figure 6 shows the recorded displacement at one position during one year. No significant displacement was observed between TP and MP, therefore, it can be considered as an acceptable performance by the grout.

5. Corrosion protection monitoring

Three Zinc electrodes are installed hanging inside the monopile at different depths. The electrodes measure the potential difference between Zinc and Copper. After some calculation the potential results should be above the threshold that is defined with the sufficient protection potential. There is no need for high frequency data recording for the potential measurement. Therefore, the system is running everyday for one set of measurement for 30 min. Figure 6 shows these measurement for one monopile in three months at different positions.

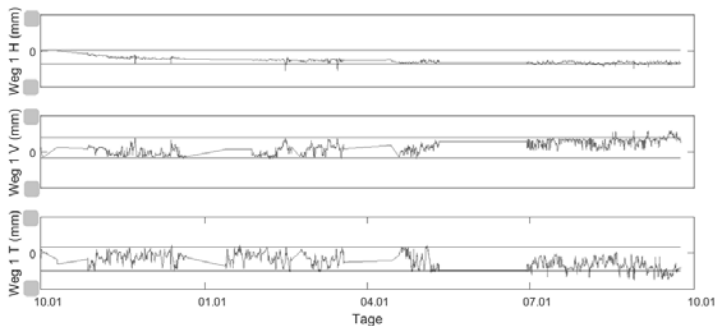


Fig. 5: Horizontal (H), vertical (V) and tangential (T) displacement at one position, the red lines represent the maximum and minimum recorded displacements in the first two months.

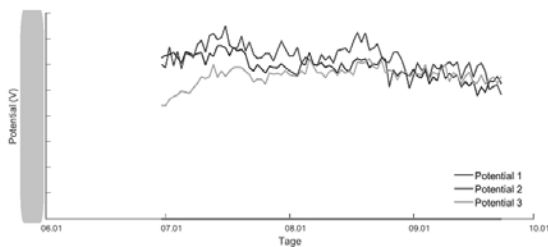


Fig. 6: The measured potential values in almost three months at three different positions on a monopile foundation (The red line represents the threshold of the minimum protection potential).

5. Summary and conclusion

In this paper, a comprehensive monitoring plan for offshore monopile wind plants is presented which covers different sections and aspects of these structures. Any damage in the structure/foundation or scouring problem was assessed using two sets of acceleration and one set of inclination sensors. The acceleration sensors were used to determine the first and second natural frequencies of the structure. Any changes in these values were carefully tracked as a sign of structural problem. The inclination sensor is also monitoring any permanent inclination in the structure. The data obtained on these sensors are evaluating under a condition, known as zero load, in which the imposed external loading and vibration on the structure is minimum, very low wind speed (<0.2 m/s) and rotor RPM (<1). In the two wind plants considered in this study, no change in the natural frequencies was observed and the

inclinations were below the threshold of 0.5 degree. In addition, the second natural frequency was shown to be more sensitive to structural changes, therefore, it is a better parameter for structural health analysis.

The performance of the grout between the TP and the MP was evaluated using 8 displacement sensors. No noticeable permanent displacement induced by the deformation or creep of the grout was observed between TP and MP sections. Finally, the corrosion protection was monitored using three Zinc electrodes. Any problem in the corrosion protection could result in different voltage being measured by these electrodes. It was observed that in the period of this study the protection layer is undamaged.

References

- [1] Weijtjens W., Verbelen, T., De Sitter, G., Devriendt, C.: Foundation structural health monitoring of an offshore wind turbine - a full-scale case study. *Structural Health Monitoring*. 1-14, 2015.
- [2] Devriendt, C., Magalhaes, F., Weijtjens, W., et al.: Structural health monitoring of offshore wind turbines using automated operational modal analysis, *Structural Health Monitoring* 13, pp. 644–659, 2014.
- [3] Link, M., Weiland, M.: Structural health monitoring of the monopole foundation structure of an offshore wind turbine. *Proceedings of the 9th International Conference on Structural Dynamics, Eurodyn 2014, Porto, Portugal*.
- [4] Zaaijer, MB.: Tripod support structure pre-design and natural frequency assessment for the 6 MW DOWEC. Doc. no. 63, TU Delft, Delft, 2002.

Nachbildung einer Rotor-Anregung einer Windenergieanlage mit Hilfe einer MKS-Software durch Aufbringen einer externen Kraft am Turmkopf

Lebensdauerreduktion durch Galloping-Ereignisse

Marc Köhler, M.Sc., Adwen GmbH, Bremerhaven

Kurzfassung

Unter bestimmten meteorologischen Umständen kann der festgesetzte Rotor einer Windenergieanlage (WEA) in einen angeregten Schwingungszustand versetzt werden. Insbesondere im offshore-Bereich können diese Zustände, verursacht durch sich wenig ändernde atmosphärische Bedingungen, vermehrt auftreten. Dieses hat möglicherweise signifikante Auswirkungen auf die Lebensdauer bestimmter Komponenten der WEA. Zur Bewertung des Einflusses auf die Schädigung dieser Komponenten muss eine Analyse der Lasten, welche in diesem Zustand auftreten, durchgeführt werden. Dazu werden Lasten in einem dem Anlagenentwickler gewohntem Format benötigt.

Zur Analyse der Lasten steht eine Mehrkörpersimulationssoftware (MKS-Software) zur Verfügung, welche die Möglichkeit einer integrierten Lastanalyse bietet. Die Herausforderung besteht in den begrenzten Möglichkeiten, wirbelinduzierte Schwingungszustände der WEA nachzubilden. Die periodische Anregung wird in diesem Fall durch Wirbelablösungen an Rotor und Gondel verursacht. Mittels einer numerischen Strömungssimulation (CFD) wurde der Ablösungszustand dargestellt und die resultierenden Kräfte ermittelt. Diese Daten dienen als Eingangswerte für die MKS-Software Bladed. Zum Nachbilden dieses Schwingungsmodus, mit der vorhandenen Version von Bladed, besteht einzig die Möglichkeit des Aufbringens einer externen Kraftzeitreihe. Diese wird an einer geeigneten Stelle des Turmes der WEA angesetzt. Auf die Interpretation des erzielten, in Bladed abbildbaren, Schwingungsmodus wird eingegangen. Weiterhin werden die Grenzen der Simulationssoftware aufgezeigt.

Abstract

The locked rotor of a wind energy converter (WEC) can be excited to a resonance under certain environmental conditions. Especially under offshore conditions these excitations can occur more often, caused by slightly changing atmospheric conditions. The effect on the lifetime of specific components can be significant. The evaluation of the damage caused by the resonance has to be performed by analyzing the loads of this turbine state. The loads should be delivered in a format, which the turbine designers were used to. For the analysis of the loads, a multibody turbine simulation software with the ability of an integrated load analysis is present. The challenge of this task consists in the missing ability of the software to simulate excitation by vortex shedding. In this case the excitation gets stimulated by vortex shedding at the rotor and the nacelle. With the help of a CFD-simulation the detachment state was depicted and the resulting forces were evaluated. The data served as input for the multibody software Bladed. The only possibility to emulate this excitation with the present software is the application of an external force time series at the tower of the WEC. The interpretation of the excitation mode, achieved with Bladed is a topic of this report, as well as showing the limits of the simulation software.

1. Einleitung

Nach der Installation von Windenergieanlagen (WEA) auf dem Meer tritt erfahrungsgemäß häufig der Fall ein, dass noch kein Netzanschluss bereitsteht. Dadurch kommt es zu Verzögerungen bei der Inbetriebnahme. Da keine Energieversorgung für die Anlage bereitsteht, insbesondere für die Schmiersysteme von Lagern, muss der Rotor der Anlagen festgesetzt werden. Dieser Zustand kann auch bei unerwarteten Schäden in den Leitungen des Windparks oder zum Windpark auftreten, solange keine externe Energieversorgung der WEA zur Verfügung steht. Die Blätter befinden sich in Fahnenstellung und auch die Antriebe zum Nachführen der Gondelposition sind inaktiv.

Unter diesen Umständen kann es bei bestimmten Anströmungsbedingungen zu der Ausbildung von Resonanzzuständen kommen. Diese betreffen, je nach Windgeschwindigkeit, die Anregung des ersten Turmbiegemodus oder des ersten Blattbiegemodus. Auf dem Meer gibt es weniger störende Hindernisse, wie Bäume oder Häuser, als an Land. Daher ist die zeitliche Variation der Windgeschwindigkeit (Turbulenzintensität) bei niedrigen bis moderaten Windgeschwindigkeiten geringer als bei landseitigen Standorten [1]. Dieses begünstigt die Ausbildung eines länger anhaltenden Anregungszustandes, welcher zu einer vergrößerten Schädigung bestimmter Anlagenkomponenten führen kann. Zur Beurteilung der Höhe der akkumulierten Schädigung werden Lastannahmen speziell für diese Anregungszustände

benötigt. Diese müssen mithilfe eines gewohnten Modells, mit den üblichen Werkzeugen zur Erstellung von Lastenrechnungen ausgeführt werden. Dadurch werden Unterschiede in der Modellierung vermieden und die gängigen Schnittstellen für die Komponentenauslegung bedient. Im Folgenden wird auf die Ursache der Resonanzzustände, der Modellierung einer Resonanzschwingung der Rotorblätter, mithilfe der MKS-Software Bladed 4.4 und die Auswirkungen auf Betriebs- und Extremlasten der betroffenen Anlagenkomponenten eingegangen.

2. Anregungsmechanismus

Ein Phänomen, welches aus dem Alltag vielen bekannt ist, stellt die Anregung durch die periodische Ablösung von Wirbeln an einer Struktur dar. Dieses ist bei bestimmten Windgeschwindigkeiten z. B. an Fahnenmasten oder Hochspannungsleitungen, durch die Schwingung in einer hörbaren Frequenz, zu beobachten [2]. Das Phänomen wird auch als „Kármánsche Wirbelstraße“ oder als wirbelerregte Querschwingung bezeichnet.

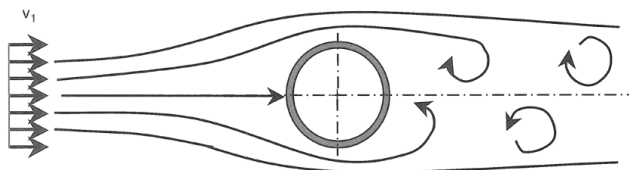


Bild 1: Schematische Darstellung der Kármánschen Wirbelstraße [3]

Hierbei lösen sich abwechselnd oben und unten an der Struktur Wirbel ab, welche durch die Änderung der Strömungsrichtung periodische Kräfte auf die Struktur induzieren. Die Frequenz (f), mit der sich die Wirbel an der umströmten Struktur ablösen, lässt sich anhand der dimensionslosen Strouhalzahl (Sr) berechnen [4].

$$Sr = \frac{f \cdot L}{v} \quad (1)$$

mit:

L = Charakteristische Länge des umströmten Körpers

v = Strömungsgeschwindigkeit

Die Strouhalzahl ist hauptsächlich von der Form des umströmten Körpers und der sich ergebenden Reynoldszahl abhängig [4]. Anhand der Reynoldszahl, die das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften beschreibt, kann vorhergesagt werden, ob es sich um eine lami-

nare oder turbulente Strömung handelt. Die Strömungsbedingungen in der Windenergietechnik sind als turbulent zu betrachten [3].

Da sich der Rotor zum Zeitpunkt des Auftretens der Anregung im Stillstand befindet, ist es möglich, unter Einsatz einer CFD-Simulation (Computational Fluid Dynamics) den Zustand der Wirbelablösung zu simulieren. Die Simulationsergebnisse, insbesondere die Ablösefrequenz, dienen als Eingangsparameter für die spätere Modellierung des Zustandes durch die MKS-Software. Liegt die Ablösefrequenz nahe der Eigenfrequenz, kommt es zur Ausbildung eines Resonanzeffektes.

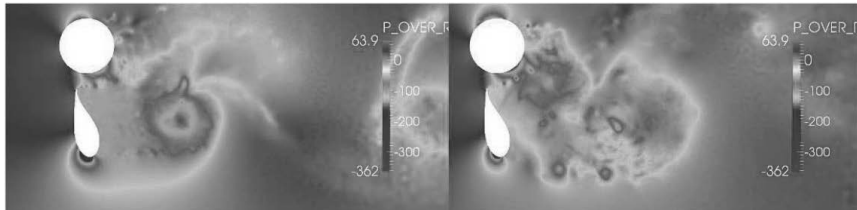


Bild 2: Simulation von Wirbelablösungen mittels CFD [5]

Die sich ausbildende Amplitude der Auslenkung wird mangels aerodynamischer Dämpfung nur noch von der Strukturdämpfung begrenzt (Materialdämpfung und geometrische Dämpfung aus dem elastischen Halbraum). Im ungünstigsten Fall kommt es zu einer Zerstörung der Struktur (Resonanzkatastrophe).

3. Modellierung von Resonanzzuständen

Für die Bewertung der auftretenden Lasten, während des Auftretens eines Resonanzzustandes, werden verschiedene Anforderungen an die Modellierung definiert:

- Das Modell muss vergleichbar mit dem Berechnungsmodell sein, welches zur Ermittlung der Design-Lasten verwendet wurde.
- Die Ergebnisse müssen in einem Format vorliegen, welches mit den vorhandenen Werkzeugen zu verarbeiten ist.
- Der erzielte Resonanzzustand muss, unabhängig von dessen Ursache, präzise abzubilden sein.

Diese Anforderungen am einfachsten einzuhalten, wenn die gleiche Simulationssoftware herangezogen wird, welche auch zur Auslegung der Struktur verwendet wurde (hier: DNV GL Bladed). Das Problem besteht darin, dass die oben aufgeführte Software nicht dafür vorgesehen ist, wirbelerregte Querschwingungen abzubilden. Es bleibt einzig eine Problemumgehung mit den vorhandenen Möglichkeiten der MKS-Software. Hierzu wird ein externer

Kraftvektor in Höhe der Turmoberkante aufgebracht, welcher mit einer sinusförmigen Amplitude oszilliert. Die Frequenz der anregenden Schwingung muss so eingestellt werden, dass sie die Eigenfrequenz des Systems trifft (Bild 3). Anhand der Systemantwort ist zu beurteilen, ob der Resonanzzustand erreicht wird. Als signifikante Systemantwort werden hier die Gondelbeschleunigung sowie die Blattwurzel-Biegemomente herangezogen. In dem darauf folgenden Bild 4 wird zur Veranschaulichung der zeitliche Verlauf des Blattwurzel-Biegemoments, senkrecht zur Windrichtung dargestellt.

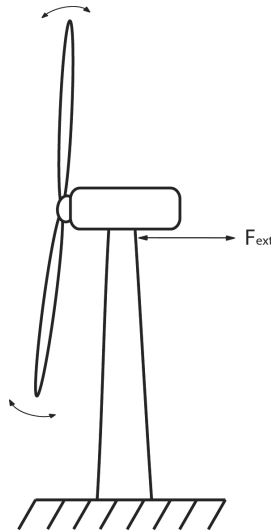
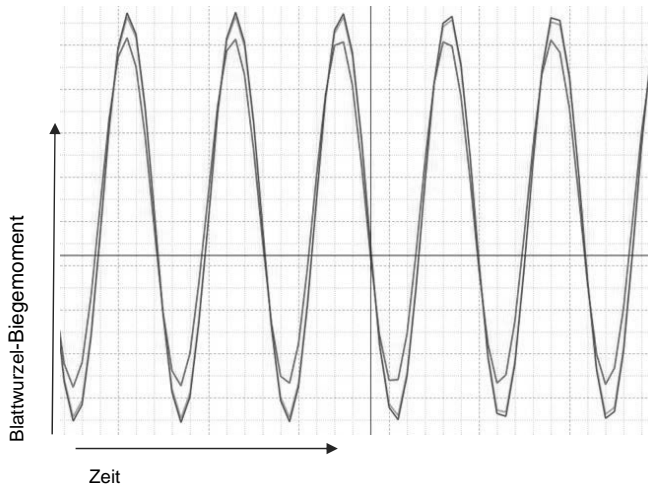


Bild 3: Schematische Darstellung der Anregung des Resonanzzustandes



Rot: Blatt 1 (vor dem Turm der Anlage), Grün: Blatt 2, Blau: Blatt 3

Bild 4: Zeitlicher Verlauf der Blattwurzel-Biegemoment während des Resonanzzustandes

4. Bewertung der Lebensdauerreduktion

Um von dem gefundenen Ansatz zur Erzeugung einer Zeitreihe im Resonanzzustand zu einer quantifizierbaren Auswirkung auf die Lebensdauer einzelner Anlagenkomponenten zu kommen, müssen Messwerte für den aufgefundenen Resonanzfall herangezogen werden. Diese sind häufig nur im begrenzten Umfang vorhanden und mit gewissen Unsicherheiten behaftet. Im dargestellten Fall liegen lediglich Messwerte eines Beschleunigungssensors in der Gondel der Anlage vor. Um eine Bewertung für Auswirkungen auf die Anlagenlebensdauer abgeben zu können, wurde das nachfolgend beschriebene Verfahren angewendet.

Die Amplituden der gemessenen Gondelbeschleunigung werden in eine Reihe äquidistanter Klassen eingeteilt. Anschließend wird der Zeitanteil jeder Klasse bestimmt. Um die gewünschten Amplituden der Gondelbeschleunigungen auch in der Simulation nachzubilden, ist es nötig eine Transferfunktion zwischen Größe der anregenden Kraft und der daraus resultierenden Turmkopfbeschleunigung zu ermitteln. Weiterhin wird durch das Auffinden einer stetigen Transferfunktion die Stabilität des gefundenen Resonanzzustandes bestätigt. Falls die Variation der anregenden Kraft keine signifikante Änderung in der Amplitude der Gondelbeschleunigung hervorruft, liegt mit großer Wahrscheinlichkeit ein Problem mit der Modellierung dieses Zustandes vor. Die gefundene Transferfunktion ist linear, was aus Bild 5 hervorgeht und auf eine stabile Modellierung des Resonanzzustandes hinweist.

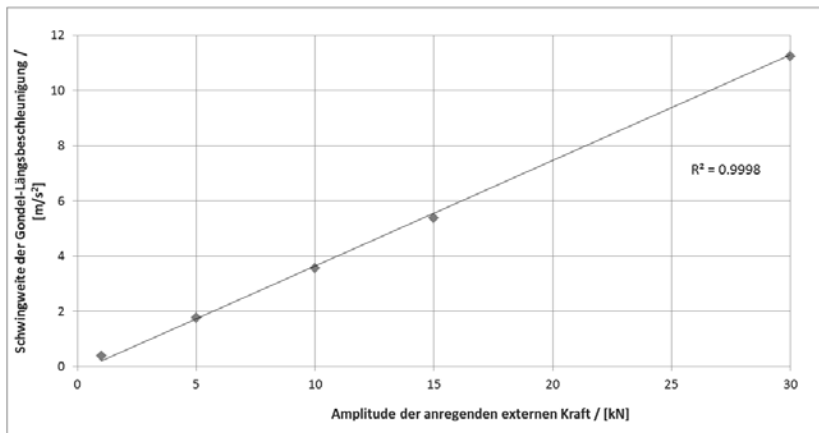


Bild 5: Bestimmung der Transferfunktion zur Schwingweite der Gondelbeschleunigung

Im Anschluss werden unter Zuhilfenahme der MKS-Software Zeitreihen erstellt, welche möglichst genau den gefundenen Anlagenzustand wiedergeben. Dazu werden Windgeschwindigkeit, Turbulenzintensität, Windrichtungsabweichung, Seegangsbedingungen und die Gondelbeschleunigung in verschiedenen Kombinationen berücksichtigt. Wie oben bereits erwähnt, ist nur eine Statistik für die Absolutwerte der Gondelbeschleunigung verfügbar. Alle anderen Parameter müssen mehr oder weniger genau abgeschätzt werden. Die Sensitivität der Betriebslasten gegenüber Änderungen in den Umweltbedingungen ist bei der Simulation von Windenergieanlagen groß. Daher ist es wichtig, dass die simulierten Resonanzschwingungen unempfindlich auf Änderungen in den Umweltbedingungen reagieren. Somit können diese in einem gewissen Rahmen variiert werden, um eine möglichst realistische Bewertung der Belastungen zu ermöglichen. Es entsteht ein Satz von Zeitreihen, welcher kombiniert mit weiteren Zeitreihen ohne Anregung eines Resonanzzustandes, eine repräsentative Zeitspanne (z.B. ein Jahr) des Lebens der Anlage darstellt. Zur Bewertung der Gesamtschädigung wird die lineare Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren-Miner verwendet.

Eine Schlussfolgerung dieser Hypothese stellt die Reduzierung der Betriebslasten auf eine Ersatzlast anhand des Konzeptes der „Damage equivalent loads“ (DEL) dar. Hierbei werden die auftretenden Schwingungsamplituden mittels einer Rainflowzählung in einzelne Klassen eingeteilt und gemäß der Gleichung 2 aufsummiert.

$$DEL = \sum_{i=1}^n \left(\frac{S_{r,i}^m}{N_{ref}} \right)^{1/m} \quad (2)$$

Mit: S_r = Schwingweite der Klasse i
 n = Anzahl der Klassen von Lastzyklen
 $1/m$ = Steigung der Wöhlerlinie
 N_{ref} = Anzahl von Referenzzyklen

Anhand dieses einstufigen Lastkollektives ist es möglich, die Lasten schädigungsäquivalent zu vergleichen.

Es wird ermittelt, wie hoch der Anteil der DEL in einem Jahr, bei stillstehender Anlage, für die Dauer des Auftretens des Resonanzzustandes ist. Die Anzahl der Stunden, in der die Anlage Resonanzschwingungen zu ertragen hat, wird gemäß den gemessenen Werten angesetzt. Die berechnete DEL wird mit der DEL verglichen, die für den Zeitraum ohne Auftreten des Resonanzzustandes erreicht wird.

Auf diesem Weg kann der Anteil von Lebensdauer, erzeugt durch Auftreten der Resonanzen, berechnet werden, welcher bereits aufgezehrt wurde.

5. Bewertung der Extremlasten

Während des Auftretens des simulierten Zustandes der Resonanz kann es zu hohen Längsbeschleunigungen in der Gondel und somit auch im Rotor und an den Blattanschlüssen kommen. Daher muss der Einfluss dieser hohen Beschleunigungen auf die auftretenden Extremlasten untersucht werden. Hierbei stellen sich insbesondere die Biegemomente in der Rotorblattwurzel als kritisch heraus. Eine Überschreitung der zulässigen Spannung im kritischsten Bauteil, der Rotorblattwurzel, muss aus den Ergebnissen ausgeschlossen werden. Daher ist eine Voruntersuchung notwendig, ab welcher Amplitude der Gondelbeschleunigung ein Überschreiten der zulässigen Last in der Rotorblattwurzel vorliegt. Nach Ermittlung des entsprechenden Grenzwertes werden die Extremlasten aller Zeitreihen, welche den Resonanzzustand simulieren, mit den zur Auslegung der Struktur verwendeten Lasten verglichen.

6. Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Auswertung der Extremlasten für die Rotor-Gondel Baugruppe zeigt, dass die Biegemomente an der Rotorblattwurzel die größte Sensitivität gegenüber Resonanzschwingungen der Anlage aufweist. Die Extremlasten der übrigen Komponenten, für Gondelbeschleunigungen unterhalb des kritischen Niveaus für die Rotorblattwurzellasten, werden nicht überschritten.

Die Betrachtung der Lebensdauerberechnung zeigt, dass die Ermüdungslasten an einigen Komponenten der Anlage ein erhöhtes Niveau erreichen. Hierbei ist besonders das Rotor-

Nickmoment hervorzuheben. Eine Überschreitung der ertragbaren Schwingungszahl in einem Bauteil kann im schlimmsten Fall zur Zerstörung des Bauteils somit zum Ausfall der gesamten Anlage führen.

7. Schlussbetrachtung

Bei der Beobachtung von Resonanzproblemen, die vor der Inbetriebnahme der Anlage auftreten, ist die Messtechnik auf der Anlage meistens nur begrenzt verfügbar. Wichtige Umweltparameter, wie Windgeschwindigkeit, Windrichtungsabweichung, Wellenhöhe und Wellenperiode werden hierbei nicht erfasst. Auch die Sensorik, um die Lasten während des Auftretens dieser Phänomene zu erfassen, ist nicht vorhanden. Somit ist die Unsicherheit in der Rekonstruktion dieser Ereignisse hoch.

Die Resonanzzustände können mittels MKS-Software, aktuell nur durch Anwenden von Umgehungslösungen simuliert werden. Es müssen Vereinfachungen, insbesondere in der Aerodynamik (dynamischer Strömungsabriss), vorgenommen werden, um die gewünschten Zustände zu erreichen.

Eine hilfreiche konstruktive Maßnahme gegen das Aufbauen von Schwingungen ist die Verwendung von schwingungsdämpfenden Systemen. Diese sind oftmals bei der Errichtung von Offshore-Windenergieanlagen unverzichtbar, da der Netzanschluss häufig noch nicht bereit steht, um die Anlagen in Betrieb zu nehmen. Bei bereits installierten Rotoren kann die Gondel in eine Position gebracht werden, welche unanfällig für das Auftreten von wirbelerregten Querschwingungen ist. Ein verbreitetes Mittel um die von den Anlagen benötigte elektrische Energie zu erzeugen ist die Verwendung von Dieselgeneratoren auf der Anlage. Auch die Verwendung anderer Energiequellen zum Sparen von Treibstoffkosten ist denkbar.

Ein weiteres hilfreiches Mittel zur Vermeidung von Wirbelablösungen ist die Verwendung von helixförmigen Wendeln am entsprechenden Bauteil. Es verhindert die Ausbildung von Wirbelablösungen, indem es die Strömung bricht und in verschiedene Richtungen ableitet. Um die Vorhersagen zum Entstehen von Wirbelablösungen zu verbessern, ist die Verwendung von geeigneten Modellen (simuliert oder technisch) ein unverzichtbares Mittel um die Folgekosten von Resonanzproblemen zu begrenzen.

Literatur

- [1] Türk, M. und Emeis, S., Abhängigkeit der Turbulenzintensität über See von der Windgeschwindigkeit, DEWI Magazin Nr. 30, Februar 2007
- [2] Gasch, R., Knothe, K., Strukturdynamik, Band 1, Springer-Verlag, 1987
- [3] Gasch R., Twele, J., Windkraftanlagen, 6.Auflage, Vieweg+Teubner 2010
- [4] Hoerner, S., Fluid Dynamic Drag, Brick Town, N.J. 1965
- [5] Barnaud, Félix, Analysis of vortex induced motions (VIM) on Globaltech 1: Numerical simulations with Yales2 code, AREVA Renewables, 19.12.2014

Methodenvergleich zur Bestimmung von Eigenformen für Rotorblätter von Windkraftanlagen

Dipl.-Ing. **Ulrike Kersten**, EUROS Entwicklungsgesellschaft für Windkraftanlagen mbH, Berlin

Rotorblätter für Windenergieanlagen werden immer länger, schlanker und geometrisch komplexer. Kenntnisse zur Strukturmechanik sind von elementarer Bedeutung um Kopplungen zwischen Biegung und Torsion korrekt zu beschreiben und diese in der Rotorblattauslegung zu nutzen. Kommerzielle Programme weisen Unterschiede in den Eigenformen insbesondere in den Torsionsanteilen auf. Eine Validierung der Berechnungsmodelle erfolgt derzeit nur rudimentär im Ganzblattversuch. Die Eigenformen werden nicht in ihre einzelnen Anteile zerlegt und insbesondere der für die Aeroelastik wichtige Torsionsfreiheitsgrad wird nicht ermittelt.

Die Strukturmechanik umfasst die Beschreibung des Schwingungsverhaltens einer Struktur mittels mechanischer Ersatzmodelle. Hierbei werden die Bewegungsgleichungen der Struktur aufgestellt und gelöst. Das Eigenwertproblem der homogenen Lösung der Schwingung bildet dabei das Eigenverhalten der Struktur durch die Eigenfrequenz und Eigenform ab. Die Eigenform wird in die Hauptbewegungsrichtungen der Rotorblattstruktur in eine Schlag- und Schwenkbiegung sowie einen Torsionsanteil um die Längsachse unterteilt.

Kommerzielle Programme nutzen zum einen die numerische Lösung des Eigenwertproblems mittels Finite Elemente Modelle. Es werden aber auch Mehrkörpersimulationen mit Modalmodellen erstellt. Diese basieren auf diskretisierten Balkenmodellen mit Ersatzeigenschaften der Querschnitte. Modalmodelle bieten die Möglichkeit einer schnellen Analyse und werden bei Windkraftanlagenentwicklern für die Lastberechnung und insbesondere zur Berechnung der Leistungskennlinie verwendet.

Ausschlaggebend ist hierbei die Torsionsverformung die den aerodynamischen Anstellwinkel des Rotorblattes und folglich die Auftriebsverteilung maßgeblich beeinflusst. Ein wichtiger Parameter ist, den Einfluss der Torsionsverformung korrekt zu beschreiben.

Geometrien mit integrierten Vorkrümmungen in Schlag- oder Schwenkrichtung erhöhen die Komplexität der Eigenform und erzeugen weitere Biege-Torsion-Kopplungen. Unterschiedli-

che Programme kommen dabei auf unterschiedliche Ergebnisse in der Abbildung der Torsionssteifigkeit in der Eigenform.

Zur Validierung der Berechnungsmodelle sind Prüfungen an der Struktur im sogenannten Ganzblattversuch notwendig. Der Stand der Technik für experimentelle dynamische Untersuchungen an Rotorblättern umfasst derzeit die Ermittlung der Eigenfrequenzen ohne jedoch die Eigenschwingungsformen in ihren einzelnen Anteilen zu beschreiben und insbesondere ohne den Torsionsfreiheitsgrad zu verifizieren. Die Torsionseigenfrequenzen spielen ebenfalls eine untergeordnete Rolle. Experimentelle Vergleichsdaten zur Validierung von Berechnungsmodellen liegen somit im Allgemeinen nicht vor.

Möglichkeiten zur Bestimmung der Eigenformen werden mittels Beschleunigungssensoren und Dehnmessstreifen realisiert. Optische und faser-optische Verfahren kommen ebenfalls zur Anwendung. Es wird hierbei auf Methoden aus der Luftfahrt zurückgegriffen.

Biege-Torsion-Kopplungen können eine Reduzierung der Extrem- als auch der bei größer werdenden Anlagen auslegungsrelevanten Ermüdungslasten zur Folge haben, woraus eine Massenoptimierung der Rotorblattstruktur resultiert. Demgegenüber stehen jedoch Einbußen in Leistung und Ertrag der Anlage.

Um beispielsweise ein abnickendes Torsionsverhalten im unteren Teillastbereich zu erzeugen und folglich den Schubmittelpunkt gegenüber den aerodynamischen Kraftangriffspunkt in Richtung der Vorderkante zu verschieben, kann die Geometrie im Außenbereich durch eine Rückwärtspfeilung angepasst werden. Dadurch auftretende Pitchmomente können durch eine Vorwärtspfeilung im Wurzelbereich kompensiert werden. Materialeitig können Gelegevarianten mit optimierter Faserorientierung mit Winkeln zwischen 20° und 45° und einem antimetrischen Sandwichaufbau zur Anwendung kommen. Eine dritte Variante ist die Drehung des Gurt-Steg-Systems um 5° bis 10° um die Blattachse, wobei der Saugseitengurt zur Vorderkante verschoben wird.

Für den Methodenvergleich zur Bestimmung von Eigenformen für Rotorblätter von Windkraftanlagen werden zunächst die Modellierungsergebnisse eines selbst entwickelten Verfahrens mit denen kommerzieller Programme verglichen. Es erfolgt eine Plausibilitätsprüfung. Die entstehenden Modelle werden zum Vergleich mit späteren Messergebnissen herangezogen. Ziel ist es die Biege-Torsion-Kopplung und insbesondere die Torsionsverformung in der Eigenform abzubilden.

Neuartiges Konzept zur Lebensdauerprognose von Gummi-Metall-Elementen

Amelie Bender, Prof. Dr.-Ing. **Walter Sextro**,
Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Universität Paderborn,
Paderborn;
Kai Reinke, Jörn GmbH, Waiblingen

Kurzfassung

In der Windenergieindustrie haben die Größen Zuverlässigkeit, Sicherheit und Verfügbarkeit eine enorme Bedeutung erlangt aufgrund des Trends Windenergieanlagen zur optimalen Windausnutzung an schwer zugänglichen Positionen aufzustellen, wie bspw. Offshore. Dies führt zu erschwerten Wartungsbedingungen und damit zu höheren Kosten. Der Einsatz von Condition Monitoring hat sich in dieser Industrie etabliert, denn diese Technik ermöglicht eine Zustandsdiagnose des überwachten Systems und eine Prognose seiner nutzbaren Restlebensdauer (remaining useful life: RUL), jeweils basierend auf geeigneten Sensordaten.

In dieser Arbeit wird ein Konzept für ein produktspezifisches Condition-Monitoring-System für Gummi-Metall-Elemente (GM-Elemente) vorgestellt, welches den Schwerpunkt auf die Prognose der RUL dieser Elemente setzt. In Windenergieanlagen werden zahlreiche GM-Elemente zur Geräusch- und Schwingungsisolation verwendet. Der Einsatz des hier vorgestellten produktspezifischen Condition-Monitoring-Systems kann somit einen erheblichen Beitrag zum verlässlichen Betrieb von Windenergieanlagen liefern, da die Überwachung einzelner Komponenten in die Zustandsüberwachung der gesamten Anlage integriert und dadurch der Betrieb der Anlage optimiert werden kann.

In dieser Arbeit werden einige Herausforderungen diskutiert, die sich bei der Entwicklung eines Condition-Monitoring-Systems für GM-Elemente ergeben. So wird evaluiert, welche Größen sich zur Beschreibung der Alterung eines spezifischen Elements eignen und wie diese gemessen werden können. Temperaturen werden bereits in einigen technischen Systemen, wie auch in Windenergieanlagen, aufgezeichnet und ausgewertet, aber ihr Potential für die Bestimmung der RUL der überwachten Komponente ist noch nicht ausgeschöpft. Hier wird eine Lösungsmöglichkeit vorgestellt, die auf Temperatursensoren aufbaut. Als Grundlage für die Entwicklung des Condition-Monitoring-Systems wurden beschleunigte Lebensdauerersuche der GM-Elemente auf einem Versuchsstand zur Schwingungsanalyse durchgeführt. In diesen Lebensdauerersuchen wird die mechanische Alterung eines GM-Elements über einen kraftgeregelten Hydraulikzylinder erzielt. Dabei wird das Ende der Lebensdauerersuche in einem ersten Schritt über die Wegamplitude des Zylinders bestimmt. Während

dieser Versuche wurden diverse Sensoren eingesetzt. Die aufgezeichneten Temperaturdaten zeigen, dass sich Temperaturmessungen eignen die Lebensdauer von GM-Elementen mittels Condition Monitoring Prognosemethoden zu schätzen.

Abstract

In wind energy industry reliability, safety and availability gained a huge importance due to the trend of establishing wind turbines at nearly inaccessible places, such as offshore. Thereby the maintenance conditions worsen and the costs increase. Using condition monitoring is state of the art in this industry, since this technic enables a diagnosis of the current condition of the monitored system. Furthermore, a prognosis of the remaining useful life (RUL) of the system is possible. Diagnosis and prognosis are based on feasible sensor data.

The topic of this work is a concept for a product specific condition monitoring system for rubber-metal-elements (Gummi-Metall-Elemente, GM-elements). Thereby, the concept's focus lies on estimating the RUL of these elements. In wind turbines multiple GM-elements are used for noise and vibration isolation. By using the developed product specific condition monitoring system the reliability of the wind energy plant can be improved significantly. Since the monitoring of single components can be included in condition monitoring of the whole plant and thereby optimizing the plant's activity.

Here a couple of challenges are discussed concerning the development of a condition monitoring system. So the applicability of different metrics for describing the aging of a specific element is evaluated. Furthermore, their measuring possibility is investigated. Temperatures are already metered and analyzed in different technical systems such as wind energy plants. Their potential for estimating the RUL is not yet fully exploited. In this work a solution is presented that is based on temperature sensors. Accelerated lifecycle tests of GM-elements on a testbed for vibration analysis are the basis for developing the condition monitoring system. During these lifecycle tests a mechanical aging of the components is achieved by a force controlled hydraulic cylinder. Thereby, in a first step the end of the tests is determined by the cylinder's displacement amplitude. Different sensors are investigated during the lifecycle tests. The logged temperatures show that this metric is suitable for estimating the RUL of GM-elements by using condition monitoring prognostics.

1. Einleitung

Condition Monitoring bietet diverse Vorteile für die Instandhaltung. So können die Verlässlichkeit des Systems und deren Aspekte Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit und Sicherheit gesteigert werden [1]. Wichtige Definitionen aus diesem Themenbereich werden in der DIN 31051 erläutert. Lange wurde der Einsatz von Condition Monitoring Systemen aufgrund der Installationskosten sowie der Kosten für eine kontinuierliche Überwachung in Frage gestellt. Heute zählen Diagnose-Systeme in der Windenergietechnik allerdings zum Stand der Technik, u. a. weil die Instandhaltungskosten ungeplanter Wartungen über die gesamte Lebenszeit einer Windenergieanlage deutlich größer sind als die Kosten eines auf die jeweilige Anlage abgestimmten Condition Monitoring Systems [2], [3]. Zur Überwachung der Anlagen werden ohnehin sogenannte Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) Systeme eingesetzt, die in der Regel im zehn Minuten Takt Daten verschiedener Sensoren aufzeichnen und aufbauend auf diesen Daten die Anlage, die Umgebungsbedingungen und die Stromgewinnung überwachen. Es ist jedoch empfehlenswert für Condition Monitoring weitere Sensoren und eine höher frequentierte Datenakquisition zu betreiben, um die Genauigkeit der Analysen zu steigern. Weiterhin können eine vorausschauende Wartungsplanung aufbauend auf der prognostizierten Restlebensdauer des Systems bzw. seiner Komponenten und damit eine optimale Nutzung des Systems durch Prognosemethoden realisiert werden. Aus den genannten Gründen rückt in dieser Industriebranche die Umsetzung einer zuverlässigen Prognose der nutzbaren Restlebensdauern auf Basis geeigneter Daten immer stärker in den Mittelpunkt.

Die in dieser Arbeit betrachteten Gummi-Metall-Elemente (GM-Elemente) werden an verschiedenen Positionen zur Schwingungs- und Geräuschisolation in Windenergieanlagen eingesetzt. Mögliche Anwendungen sind Wellen-, Generatorlagerungen, Getriebelager und Lager für die Gondel sowie ihre Komponenten. Dem Stand der Technik entspricht es die nutzbare Lebensdauer von GM-Elementen während der Entwicklung und Auslegung aufbauend auf beschleunigten Lebensdauerversuchen und Erfahrungswerten abzuschätzen. Mit dem Ziel eine optimale Wartungsplanung realisieren zu können, soll durch den Einsatz von Condition Monitoring die nutzbare Restlebensdauer (RUL) präziser prognostiziert werden. Konkret ermöglicht die Schätzung dieser Lebensdauer während des Betriebs eine signifikante Steigerung der Verfügbarkeit und der Auslastung der überwachten Elemente und damit der gesamten Anlage. Eine größere Verfügbarkeit ist gleichbedeutend mit weniger, vor allem ungeplanten Stillständen, wodurch das System in einer größeren Zeitspanne seiner Lebenszeit einsatzbereit ist. Dies kann zu einer Reduzierung der Stillstandskosten und einer größeren Stromgewinnung führen. Am Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik der Universität Pa-

derborn ist eine Condition Monitoring Datenbank entwickelt worden, auf die bei der Entwicklung und Umsetzung des hier vorgestellten Konzepts zurückgegriffen werden kann. Diese Datenbank enthält verschiedene Methoden zur Merkmalsextrahierung (Feature Extraction) als auch zur Prognose der nutzbaren Lebensdauer oder eines sogenannten Health Index' [4].

Die Gliederung der Arbeit beinhaltet vier weitere Kapitel. In Kapitel zwei wird der Stand der Technik im Bereich der Prognosemethoden sowie der verwendeten Messgrößen vorgestellt. Die Datengenerierung für die Prognose erfolgt in beschleunigten Lebensdauerversuchen, welche in Kapitel drei erläutert werden. Im vierten Kapitel wird das auf Temperaturdaten basierende Konzept zur Schätzung der RUL der GM-Elemente vorgestellt, bevor in Kapitel fünf eine Zusammenfassung und ein Ausblick folgen.

2. Condition Monitoring – Verfahren und Messgrößen

Prognosemethoden im Condition Monitoring können unterteilt werden in datenbasierte, modellbasierte und statistische Methoden. Während die erste Variante eine große Menge an Daten benötigt, um ein Prognosemodell zu erlernen, kann mit modellbasierten Methoden eine Prognose mit wenigen Daten aufbauend auf einem zuvor entwickelten Modell erzeugt werden. Nach der Art des Modells kann eine weitere Unterteilung in empirische und physikalische Modelle stattfinden. Die statistischen Methoden basieren auf statistischem Wissen über das Ausfallverhalten der betrachteten Produkte. In dieser Arbeit wird ein Konzept vorgestellt, dass mittels modellbasierter Methoden umgesetzt werden soll. Diese Methoden bieten den Vorteil, dass sie eine sehr genaue Prognose ermöglichen, wenn das verwendete Modell hinreichend gut ist. Zudem ist mit der hier verwendeten Methode, dem Partikelfilter, eine online Prognose realisierbar.

Als modellbasierte Prognosemethode wird ein Partikelfilter verwendet, ein Algorithmus, der mittels Bayes'scher Wahrscheinlichkeitstheorie Zustandsschätzungen nichtlinearer Systeme ermöglicht. Dabei wird für jeden Zustand des technischen Systems eine Population aus Samples, den sogenannten Partikeln, erzeugt, welche durch Monte Carlo Simulation bis zu einem vorher definierten Grenzwert in die Zukunft propagiert werden. Der verwendete Partikelfilter wird in [5] erläutert. Diese Methodik wird insofern angepasst, dass hier mehrere Modelle für die Prognose zugrunde liegen sollen, um die Streuung in den Verläufen der Messgrößen besser abzubilden. Dieser Ansatz hat sich bereits in der Prognose der restlichen Nutzungsdauer für die Messgröße „Weg“ als geeignet erwiesen [6].

In der Literatur finden sich diverse Messgrößen, welche für Condition Monitoring geeignet sind. Dabei muss für jedes System individuell entschieden werden, welche Messgröße bzw. welche Messgrößen das Systemverhalten am besten beschreiben und zudem detektiert werden können. Im Bereich der Windenergieanlagen werden verschiedene Messgrößen für Condition Monitoring genutzt. Diese sind Beschleunigung, Ölverschmutzung, akustische Signale, auch die Temperatur [3], [7] etc.

3. Lebensdauerversuche der GM-Elemente

Die Prüfung und Charakterisierung von GM-Elementen ist komplex [8]. Dies ist u. a. durch das nichtlineare Verhalten der Elemente und die fertigungsbedingten hohen Streuungen bei gleichen Lagertypen zu begründen, die sich auch in den Lebensdauern der Lager wieder spiegeln. Auch aus diesem Grund wird die Lebensdauerschätzung dieser Elemente heute standardmäßig basierend auf den Ergebnissen der Lebensdauerversuche und ggf. einer linearen Schadensakkumulation, welche sich aus der Lebensdauerberechnung der Metalle ableitet, aufgestellt [9]. Daher ist es nicht der Anspruch dieser Arbeit ein physikalisches Modell zur Prognose der Lebensdauer dieser Elemente aufzustellen, sondern mit einem empirischen Ansatz diese Schätzung mit möglichst kleinem Fehler durchzuführen.

Die hier verwendeten GM-Elemente werden auf einem Schwingungsanalysesystem in Lebensdauerversuchen getestet [10]. Das GM-Element selbst wird für die Versuche durch einen Bolzen und einen Hohlzylinder vorgespannt, um eine möglichst realistische Anbindung in der Windenergieanlage nachzubilden. Mittels dieser Elemente wird es dann auch im Lebensdauerversuch eingespannt. In Bild 1 ist der Aufbau des Lebensdauerversuchs dargestellt. An dem Winkel an der linken Seite befindet sich die Positioniereinheit des Lagers, in der das Lager fest verspannt wird. Dabei wird der Bolzen, welcher durch den inneren Metallring des Lagers läuft, derart eingespannt, dass das Lager weder translatorisch noch rotatorisch bewegt werden kann. Über den äußeren Hohlzylinder erfolgt die Anbindung an einen Hydraulikzylinder. Dieser Hydraulikzylinder, positioniert mit Hilfe eines Turms, erzwingt eine kraftgeregelte Bewegung des Lagers, welches größtenteils durch die Nachgiebigkeit des Gummis ermöglicht wird. Die Anregung erfolgt über eine Sinus-Schwingung des Zylinders mit konstanter Kraftamplitude und konstanter Frequenz.

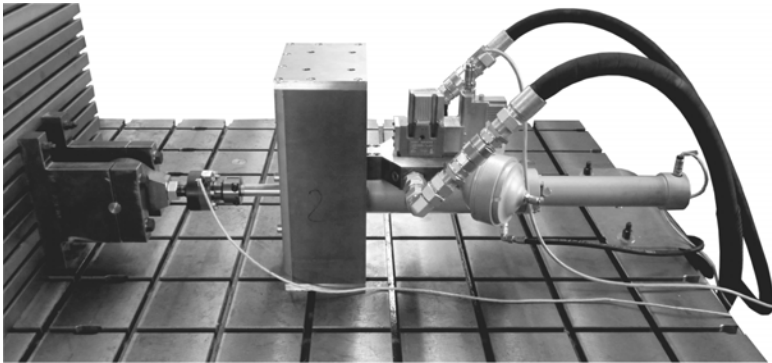


Bild 1: Aufbau des Lebensdauerversuchs

Auf diese Art und Weise soll eine mechanische Alterung des GM-Elements umgesetzt werden. Um weitere Alterungsmechanismen des GM-Elements auszuschließen, wie beispielsweise eine thermische Alterung, wird die Temperatur des Elements kontinuierlich überwacht. Wenn die Lagertemperatur eine vordefinierte maximale Temperatur übersteigt, wird das Lager mit einer Kühleinheit luftgekühlt.

Mit dem Ziel die Degradierung eines Gummi- bzw. GM-Elements zu beschreiben werden Größen gesucht, die diese Degradierung wiedergeben können. Dabei existieren in der Literatur verschiedene Ansätze, die häufig auf den Kriterien sichtbare Risslänge, Steifigkeit und Dämpfungsarbeit beruhen [9]. Einen Condition Monitoring Ansatz, der auf der Messgröße Steifigkeit beruht, wurde in [6] vorgestellt. Da die Steifigkeit keine direkte Messgröße während der Lebensdauerversuche ist, wurde die Wegamplitude als Messgröße für die Nachgiebigkeit zur Beschreibung der Degradierung genutzt. Unter Verwendung eines Partikelfilters kann mit der Wegamplitude eine gute Prognose erstellt werden. Eine direkte Umsetzung dieses Konzepts mit einem Wegsensor erwies sich in der Realität als schwierig, da zur Detektion aller Bewegungsmöglichkeiten des GM-Elements eine große Anzahl an Sensoren benötigt würde. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ein Konzept vorgestellt, in dem die Temperatur als Messgröße verwendet wird. Bei den durchgeführten Lebensdauerversuchen wurde weiterhin die Messgröße „Weg“ bzw. das von dieser Messgröße abgeleitete Merkmal „Wegamplitude“ als Kontrollgröße verwendet. Das bedeutet, dass das Lebensende der GM-Elemente durch eine zuvor definierte maximale Wegamplitude gekennzeichnet ist und die im folgenden Kapitel dargestellten Temperaturdaten mit den in [6] erläuterten Wegamplituden korrelieren.

4. Konzept Temperatursensor

Die Position des verwendeten Temperatursensors spielt bei der Datenakquise eine entscheidende Rolle. Es ist zu erwarten, dass die Temperatur im Gummi des GM-Elements am höchsten ist aufgrund der umgesetzten Walkarbeit und der Degradierung des Gummis. Um diese Temperatur messen zu können, soll im ersten Schritt ein zum Temperaturmessen verwendeter PT100 möglichst nah an das Gummi herangeführt werden, ohne das Produkt selbst konstruktiv zu ändern. Das Ziel war es in diesem ersten Schritt zu testen, ob die Messgröße Temperatur eine geeignete Größe ist, um die Lebensdauer der GM-Elemente mittels Prognosemethoden zu schätzen. Die praktische Umsetzung ist in Bild 2 dargestellt. Hier ist ein Ausschnitt des Lebensdauerversuchs zu sehen, in dem das Lager noch nicht vollständig verspannt ist, um einen besseren Blick auf den Aufbau zu gewähren. Auf den durch das Lager laufenden Bolzen wird ein metallischer Ring geschoben. Mit einem wärmeleitenden, Zweikomponenten Klebstoff wird der PT100 von außen auf diesen Ring appliziert. Dabei ist zu beachten, dass die Spitze des PT100s am Rand des Rings befestigt und damit nah am Gummi ist. Während des Versuchs liegt der Ring mit dem PT100, wie in Bild 2 dargestellt, am Innenring des GM-Elements an und befindet sich damit in unmittelbarer Nähe zu dem Gummi.



Bild 2: Position des Temperatursensors

In mehreren Versuchen wurde auf diese Art die Temperatur der Lager mitgeschrieben. Die in dem folgenden Bild 3 dargestellten Temperaturverläufe zeigen alle einen ähnlichen Verlauf. Zu Beginn steigen die Temperaturen stark an, bevor sie im mittleren Bereich Schwankungen in einem kleinen Temperaturbereich aufweisen. Am Ende des Lebensdauerversuchs sehen wird dann für Lager 1 und 3 einen deutlichen Anstieg, der bei Lager 2 kleiner ausfällt.

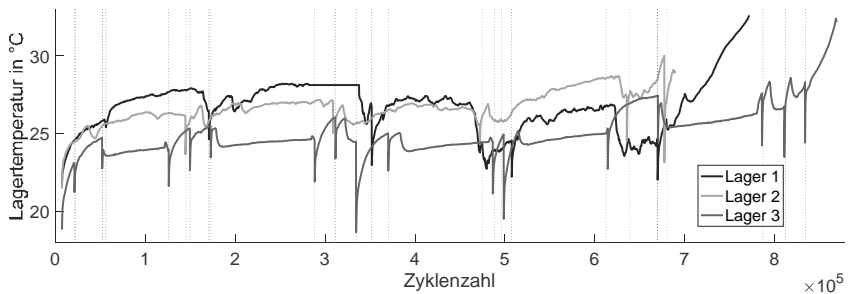


Bild 3: Lagertemperatur während der Lebensdauerversuche

Analog zu realen Anwendungen stand der Versuch zeitweise still, sodass das Lager abkühlen konnte, wie die lokalen Minima in den Kurven zeigen. Diese Zeitpunkte sind durch die senkrechten, gepunkteten Linien gekennzeichnet. Nach dem erneuten Starten des Versuchs stieg die Lagertemperatur schnell wieder an. Dabei erreichte sie ein Niveau, das über weite Strecken des Lebensdauerversuchs annähernd konstant war. Erst gegen Ende der Lebensdauer stieg die Temperatur nach Stillständen und auch während des Betriebs über dieses Temperaturniveau hinaus an. Wie in Bild 3 dargestellt, liegt das Temperaturniveau im Mittelteil der Versuche in einem Bereich um 25 °C. Unterschiede im Niveau der Lebensdauerversuche können beispielsweise durch den Einfluss der Umgebungstemperatur erklärt werden. Die für Prognose wichtige Eigenschaft eines Trends in der Messgröße lässt sich in dieser Abbildung gut erkennen. Somit wurde eine Größe gefunden, welche die Alterung des GM-Elements beschreiben kann und zudem messbar ist. Dennoch wird zu diesem Zeitpunkt keine Prognose aufbauend auf den Temperaturdaten durchgeführt, weil die Temperaturen der Lager leicht durch äußere Bedingungen, insbesondere die Umgebungstemperatur beeinflusst werden können. Aus diesem Grund wurden neben den Lagertemperaturen auch die Umgebungstemperaturen im Labor während der Lebensdauerversuche mit einem Thermoelement bzw. einer Thermocamera gemessen. Bildet man anschließend die Differenz aus der Lagertemperatur und der Umgebungstemperatur, so ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Temperaturverläufe. In der Abbildung sind die Temperaturdifferenzen der drei Lebensdauerversuche über der Zykluszahl abgebildet.

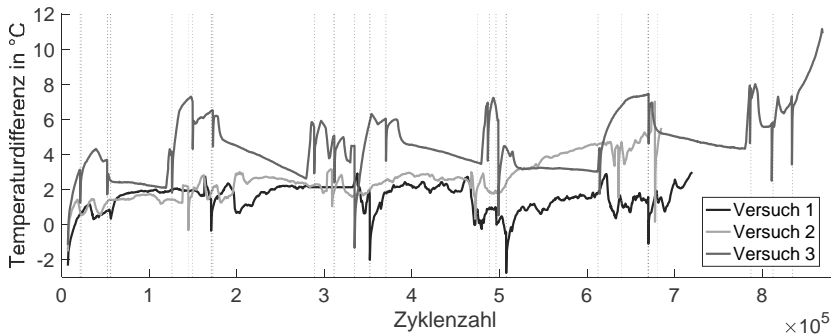


Bild 4: Temperaturdifferenz der Lager- und Umgebungstemperatur

Auch hier liegen die lokalen Minima der Verläufe in Versuchsstillständen begründet, welche erneut durch senkrechte, gepunktete Linien gekennzeichnet sind. Die Lebensdauerversuche der drei Lager ergeben einen ähnlichen Verlauf der Differenztemperatur. Aus diesem Grund soll ein parameterbasiertes Modell zur Beschreibung der zeitlichen Verläufe der Differenztemperaturen gebildet werden.

4.1 Prognose der RUL

Um die generelle Eignung des Vorgehens zu zeigen, soll im Folgenden mittels Partikelfilter nachgewiesen werden, dass aufbauend auf derartigen Modellen eine Schätzung der RUL der GM-Elemente möglich ist.

Daher wird jeweils ein Modell für den Lebensdauerversuch 2 und 3 gebildet. Diese Modelle basieren auf der gleichen Exponentialfunktion, verwenden aber unterschiedliche Parameter. Diese Parameter werden mittels des Optimierungsalgorithmus' Differential Evolution bestimmt. Eine nähere Erläuterung dieses Algorithmus' findet sich in [11]. Diese Modelle können dem Partikelfilter dann als Grundlage für die Schätzung der RUL der Lager dienen. Exemplarisch wird als Eingangssignal die gemittelte Differenztemperatur von Lager 3 verwendet. Zu verschiedenen Zeitpunkten kann dann eine Prognose der RUL erfolgen. In Bild 5 sind die zu verschiedenen Zeitpunkten während der Lebensdauer ermittelten RULs visualisiert. Dargestellt sind die realen RULs, die sich aus den Messdaten ergeben, im Vergleich zu den prognostizierten RULs. Zudem wurde ein 15%-Fehlerband hinzugefügt, das veranschaulicht, wie weit die Schätzung von den realen Werten abweicht. Verwendet man Modell 2 für die Prognose der Daten aus Lebensdauerversuch 3 zeigt sich, dass eine Prognose relativ große Fehler aufweist. Dieser Fehler wird gegen Ende der Lager-Lebensdauer deutlich geringer.

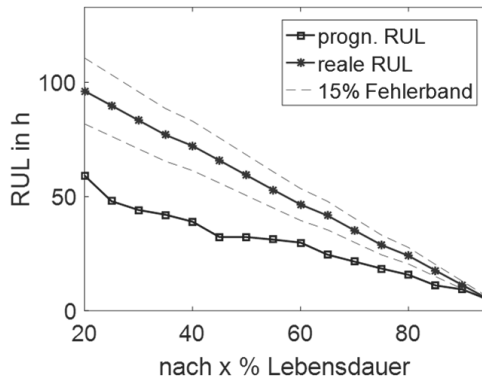


Bild 5: Schätzung der RUL für Lager 3 mit Modell 2

Prinzipiell eignen sich die Temperatur und die verwendete Methodik zur Schätzung der RUL. Die Prognose veranschaulicht jedoch, dass weitere Modelle für eine bessere Genauigkeit der Methode benötigt werden. In [6] hat der Multimodell-Ansatz mit der Messgröße Wegamplitude zu einem guten Ergebnis geführt. Daher sollen in Zukunft weitere Messungen durchgeführt werden, um aufbauend auf diversen Temperaturverläufen eine größere Anzahl an Modellen für die Prognose zur Verfügung zu stellen. Dann kann mit Hilfe des Partikelfilters auf mehreren Modellen beruhend eine Prognose der RUL durchgeführt werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Condition Monitoring Konzept vorgestellt, das aufbauend auf beschleunigten Lebensdauerversuchen gebildet wurde. In diesen Versuchen konnten Temperaturdaten gewonnen werden, welche einen Trend aufweisen, der es erlaubt die Alterung der GM-Elemente durch die Temperatur der Lager zu beschreiben. Um den Einfluss der Umgebungstemperatur zu berücksichtigen, wurde in einem nächsten Schritt die Umgebungstemperatur in Korrelation zur Lagertemperatur gesetzt. Aufbauend auf dieser Temperaturdifferenz wurde gezeigt, dass mit dem Partikelfilter eine Schätzung der RUL realisierbar ist. Diese Schätzung weist noch einen relativ großen Fehler auf, sodass die Methode durch weitere Modelle optimiert werden muss.

Da sich die Temperatur als geeignete Messgröße erwiesen hat, wird ein Prototyp entwickelt, der eine bessere Detektion der Lagertemperatur ermöglicht. Dafür soll dieser Sensor im Lager möglichst nah am Gummi positioniert werden. Mit diesen Prototypen sollen in weiteren Lebensdauerversuchen Temperaturdaten aufgezeichnet werden. Zusätzlich soll außerdem die Umgebungstemperatur detektiert werden, um beide Größen in einer Prognose berück-

sichtigen zu können. Dann können aufbauend auf diesen Daten weitere Modelle zur Implementierung im Partikelfilter gebildet werden, sodass bereits zu einem früheren Prognosezeitpunkt die Genauigkeit der Schätzung der RUL verbessert werden kann.

Weitere Arbeiten sollten zudem mit verschiedenen Anregungskräften durchgeführt werden, um zu untersuchen, wie sich die Lagertemperatur dadurch verändert. Die weiterführende Frage, wie sich das Systemverhalten bei instationären Bedingungen, wie beispielsweise variierenden Anregungskräften ändert, ist ein weiteres Themenfeld, das in Zukunft erforscht werden wird.

6. Literaturangaben

- [1] Avizienis, A.; Laprie, J.-C.; Randell, B.; Landwehr, C.: Basic Concepts and Taxonomy of Dependable and Secure Computing. IEEE Transactions on Dependable and Secure Computing, Vol. 1, No. 1, 2004, S. 11-33
- [2] Besnard, F.; Nilsson, J.; Bertling, L.: On the Economic Benefits of using Condition Monitoring Systems for Maintenance Management of Wind Power Systems. IEEE 11th International Conference, 2010, S. 160-165
- [3] Crabtree, C. J.; Zappalá, D.; Tavner, P. J.: Survey of Commercially Available Condition Monitoring Systems for Wind Turbines. Durham University School of Engineering and Computing Sciences and the SUPERGEN Wind Energy Technology Consortium, 2014
- [4] Kimotho, J. K.: Development and performance evaluation of prognostic approaches for technical systems. Universität Paderborn Dissertation, 2016
- [5] Arulampalam, M. S.; Maskell, S.; Gordon, N.; Clapp, T.: A Tutorial on Particle Filters for Online Nonlinear/Non-Gaussian Bayesian Tracking. IEEE Transaction on Signal Processing, Vol. 50, No. 2, 2002, S. 174-188
- [6] Bender, A.; Kimotho, J. K.; Kohl, S.; Sextro, W.; Reinke, K.: Modellbasierte Prognose der nutzbaren Restlebensdauer von Gummi-Metall-Elementen. 15. Internationale Schienenfahrzeugtagung, Dresden 2017, S. 123-125
- [7] Márquez, F. P. G.; Tobias, A. M.; Pérez, J. M. P.; Papaelias, M.: Condition monitoring of wind turbines: Techniques and methods. Renewable Energy 46, 2012, S. 169-178
- [8] Wallmichrath, M.; Lücker, E.; Jöckel, M.: Elastomerbauteile - Charakterisierung und Prüfung. Elastomerbauteile 676 (2009). Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. (Hg.) 2009, S. 171-180
- [9] Spitz, M.: Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile. Universität Duisburg-Essen Dissertation, 2012
- [10] Schwingungsanalysesystem für mechanische und mechatronische Komponenten. Forschungsgroßgeräte-Antrag bei der DFG, DFG-GZ: INST 214/95-1 FUGG, 2013
- [11] Elsayed, S. M.; Sarker, R. A.; Ray, T.: Parameter Adaption in Differential Evolution. IEEE World Congress on Computational Intelligence, Brisbane 2012

Secondary Damage Detection on Main Drive Train Components of WTGs

Lessons learnt from Field experience

MPhil MEng Ingeniero Industrial **Juan M. Gallego-Meana**,
SKF Maintenance Services GmbH, Hamburg;
Jerome Gardyn, SKF France SA

Abstract

With a larger implementation of Condition Monitoring Systems in Wind Turbine Generators in the market, and with a better understanding of the capabilities and possibilities of those systems by the turbine owners, more importance is given to all aspects of the results attained with such technology in a monitoring programme.

For instance, in practical terms, Vibration Monitoring Systems for turbines are engineered under a combination of technical, operational and economic factors. Currently, the focus is to monitor primarily the key rotating assets on a turbine, typically the main shaft bearing, the gearbox and the generator. But even within these assets, not all their building parts (components) can be equally monitored, the spot light is put usually on bearings, gears and shafts, as critical items.

The industry has gained good experience in monitoring key assets and key components over the last years. However, other damages also occur on other parts of the main drive train of wind turbines causing severe operational and economic consequences. The failure rate of non-primary components, or secondary damage, while percentage-wise it is small the industry still calls for a better detection and identification of the patterns of these secondary damages, so that the results of vibration monitoring programmes of turbines is improved.

1. Introduction

In the Wind Industry today, a balance between technically-efficient- and business-realistic-solutions has to be found. A focus on the main drive train is put for rotating machine health condition monitoring purposes, therefore the Condition Monitoring Systems (CMS) are engineered to diagnose problems on critical assets of Wind Turbine Generators (WTG).

Within these critical rotating assets of a WTG, there are parts or components which are also more critical and the primary monitoring effort is put on them (e.g. bearings, gears), but there are others which have a secondary priority in the monitoring (e.g. couplings, casings, housings, etc). However, in the field, failures can occur on the latter, which could be classed as secondary damage or damage to secondary-components (from a monitoring standpoint) versus what could be classed as primary damage (or damage to primary-components). The monitoring system and technique is of course fixed and engineered to cover mainly the key assets of the drive train, but more attention is required to be paid to the secondary components and try to understand the failures and their patterns of these other components using CMS with engineering and operational data, as well as improving the diagnosis.

2. Failures on WTGs

A number of publications and studies which have been carried out in Europe and USA [1,2,3,4,5,6,7,8] present the failure rate and the downtime caused by the various assets of WTGs. There is general consensus in pointing out primarily the gearboxes, the generators and lately also the main shaft bearings amongst the rotating mechanical elements with the most significant downtime caused. The information in the aforementioned publications is even more limited when it comes to breaking down those failure rates and downtime statistics per component within the main assets of WTGs.

In gearboxes, according to studies carried out in USA [9], the majority of wind turbine gearbox failures (76%) are caused by the bearings. Gears were identified as the second leading cause of failures (17.1%) followed by other components that account for 6.9% of the failures. Among the other components, lubrication and filtration system issues are dominant.

In generators, also limited information is available on component failure rates and downtime, however, the figures from research and from industry [10,11] point with great consensus

towards bearings being around 40% of the failures, winding-related problems are approximately 40%, and the remaining 20% various other types of issues.

3. Vibration Monitoring Systems and Damage Detection on WTGs

In order to monitor the condition of WTGs several types of systems, technologies and techniques are used, those are well-known in the Wind industry. This paper focuses on the mechanical failures and failures of the key assets of the WTG drive train (main shaft bearing, gearbox and generator) for the reasons stated in Section 2 above. Also, this paper considers only Vibration Monitoring Systems (VMS), which are a type of Condition Monitoring Systems (CMS) which are extensively used in Wind industry today. The vibration monitoring and analysis technique is rather efficient from a cost and damage-detection point of view, however it is not a panacea that covers every failure mode, even on the main drive train components [12].

VMS and vibration analysis has been widely used for many decades in maintenance programmes of Traditional Industries (specially in Heavy Industries). This monitoring technique arrived to the Wind industry at larger scale only in the last decade or so, although it had been employed well before that. In a very fast-developing industry, like Wind, Original Equipment Manufacturers (OEMs) of wind turbines, Owners and Operators, have quickly grown their expectations about the capabilities of the VMS as well as the associated remote monitoring services. A learning curve has taken place, for the vibration specialists doing the monitoring of WTGs, and good experience has been gained over the last years in monitoring the key assets on WTGs (primarily: main shaft bearings, gearboxes and generators) and their main internal components (primarily: bearings and gears). However other components of these assets are not always prioritised when designing the VMS solution or it is not commercially appropriate and, as a consequence, the performance of the associated diagnosis of the failures.

4. Secondary Damage Detection: Field Cases

As aforementioned, even good experience has been achieved in monitoring main drive train assets (main shaft bearings, gearbox and generator) and their main components (primarily bearings and gears), damages also occur to other components (casings, couplings, ancillary pumps, etc) of the main assets causing severe consequences. Damages on these other components could be classed as secondary damage or damage to secondary-components

(from a monitoring standpoint) versus what could be classed as primary damage (or damage to primary-components).

A set of field cases is presented next. These cases correspond with damages on those parts or components of key assets which are typically not critical rotating elements or do not tend to get the primary monitoring focus. An effort has been made to select cases from as many WTG manufacturers, WTG locations, and damages of components as realistically possible.

4.1 Field Case 1: Short-circuit in Generator Wiring.

This case corresponds to a 1.5MW WTG in Germany. Fig. 1 and Fig. 2 below show representative overall trends on the generator driven-end (DE) and non-driven end (NDE) bearings, with level increase in 1-2 weeks.

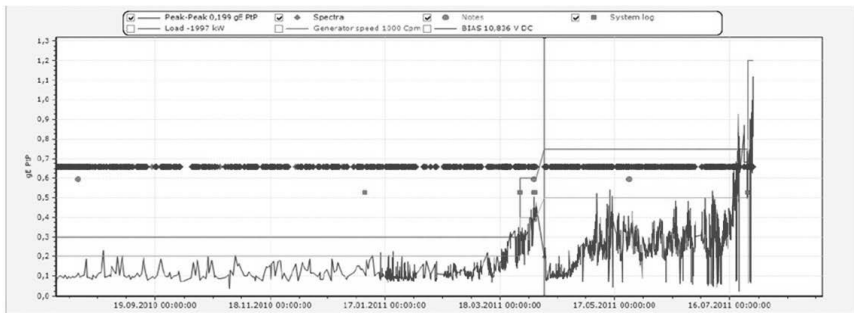


Fig. 1: Overall acceleration enveloping trend values at generator bearing (DE side).

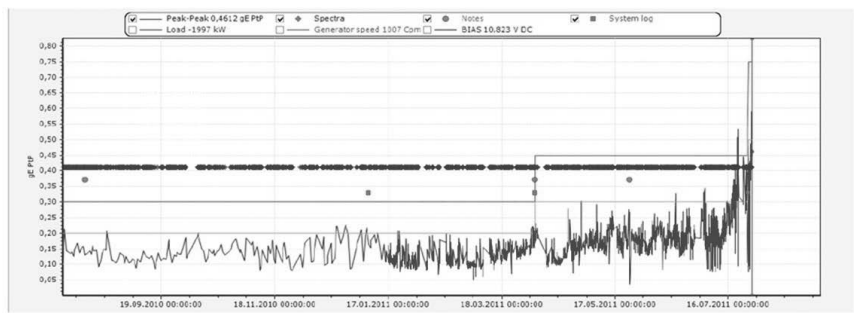


Fig. 2: Overall acceleration enveloping trend values at generator bearing (NDE side).

A representative spectrum presented in Fig. 3 shows significant amplitudes of the 100 Hz spectral component and its harmonics. Neither bearing defect frequencies, nor other mechanical issues, were seen in the measured acceleration, envelope and velocity spectra.

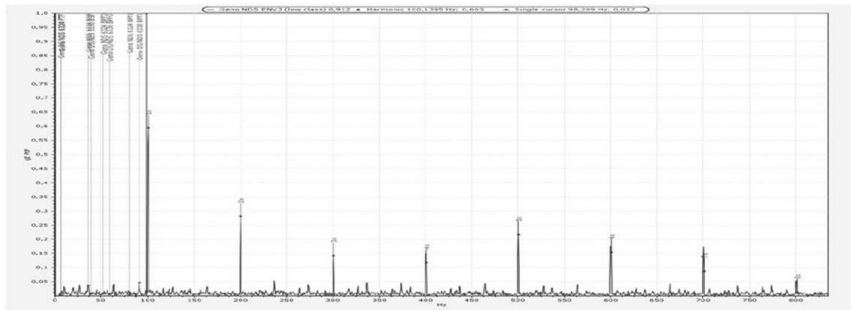


Fig. 3: Acceleration spectrum at the generator DE side bearing.

A generator electrical problem was reported. The failure was confirmed by the field team doing the site inspection, finding a short-circuit of the generator wiring. Unfortunately no images of the damaged component are available. An additional case was later diagnosed and found to occur on a sister machine.

4.2 Field Case 2: Generator Stator Bars

This case corresponds to a 1.3MW WTG in France. The sum value of the 100Hz spectral components and its harmonics measured on the generator DE side bearing showed an exponential increase over a couple of days, see Fig. 4. The spectra in Fig. 5, measured at the same location, show that 100Hz frequency value increase, as well as high spectral energy around 1400Hz-1500 Hz (known to be associated to the slip-ring). An electrical issue on the generator stator was suspected to take place, no mechanical damage could be identified from the spectral analysis.

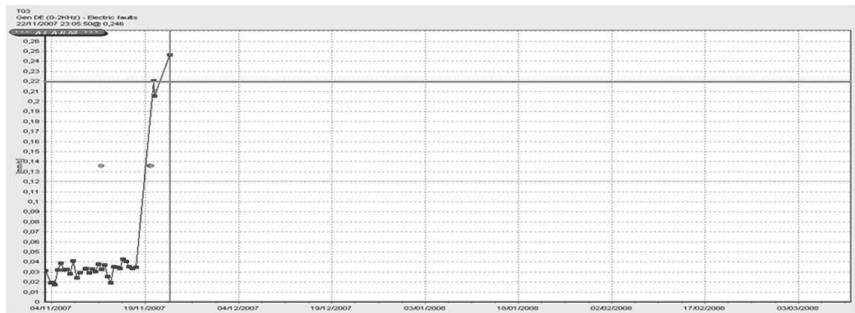


Fig. 4: Velocity sum value of the 100Hz spectral components and its harmonics.

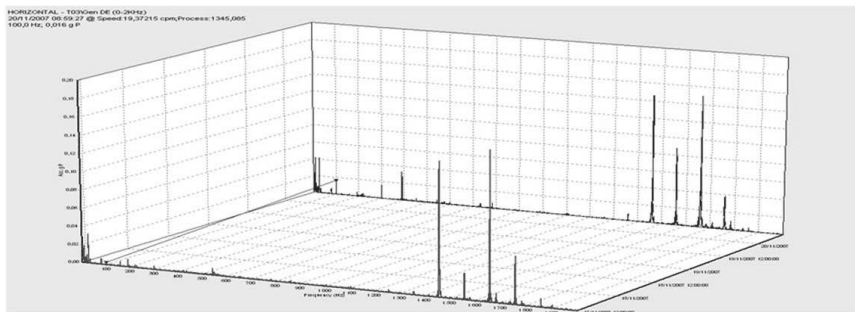


Fig. 5: Waterfall plot of acceleration values at the generator bearing (DE side).

After the issue was reported, the asset inspection revealed a damaged generator stator bar (Fig. 6). This happened to be later detected on an additional 10 sister turbines. A root cause analysis of the damage done with the generator OEM concluded that the cover protecting the stator starts to come off as it wears out, then it becomes loose causing the effects seen.



Fig. 6: Missing part of the generator stator bar as photographed during the asset inspection.

4.3 Field Case 3: Generator Slip Ring

This case corresponds to a 3MW WTG in Italy. Fig. 7 and Fig. 8 below show the trend values of misalignment and unbalance spectral components increasing over time, both on the generator DE and NDE bearings. A slow gradual increase occurred for approximately 1 year, and then a slightly faster increase over two months. In addition to the above, multiple harmonics of the rotating speed could be seen in the velocity spectra.

All the above raised suspicions over a mechanical issue in the generator, primarily shaft-related. A field team performed an inspection following the report from the remote diagnostic centre and found a crack on the slip-ring, see Fig. 9. This caused the shaft to move in an abnormal pattern causing the combined effects of misalignment and unbalance. Upon deep review of similar patterns in the vibration data more cases were detected which were verified by site inspections concluding in identifying a re-occurring issue on this generator type.

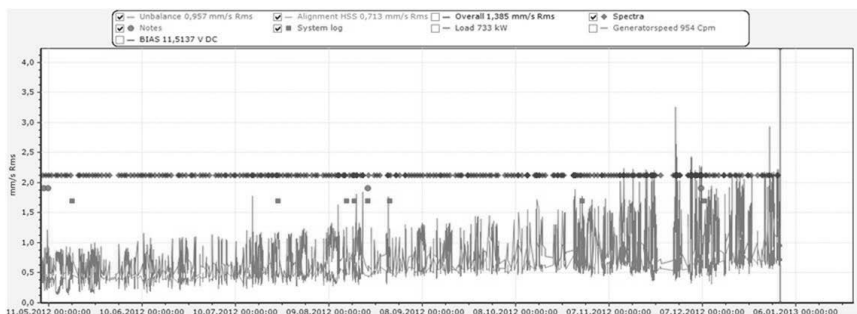


Fig. 7: Increasing unbalancing and misalignment trend values on the generator bearing (DE).

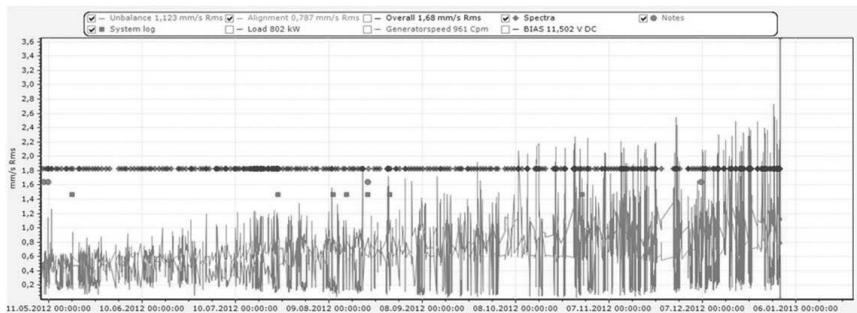


Fig. 8: Unbalancing and misalignment trend values on the generator bearing (NDE).

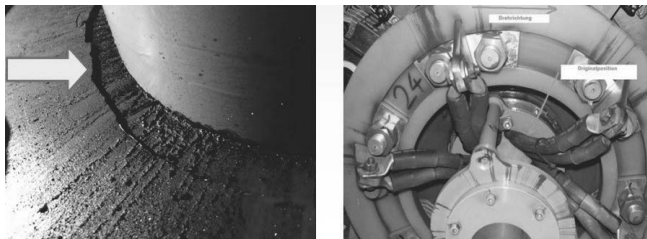


Fig. 9: Crack on generator slip-ring found during the field inspection.

4.4 Field Case 4: Generator Anti-Vibration Mounts

This case corresponds to a 1.3MW WTG in France. The misalignment components in the spectra at the generator DE side (see Fig. 10) show a fast increase in a period of 2 weeks and exponentially growing in the last days before the machine was finally inspected. However, Fig. 11 shows no increase at the same location on the overall acceleration values. A problem with the coupling or misalignment were suspected to occur; this was immediately reported and a damaged anti-vibration mount on the generator was found (see Fig. 12).

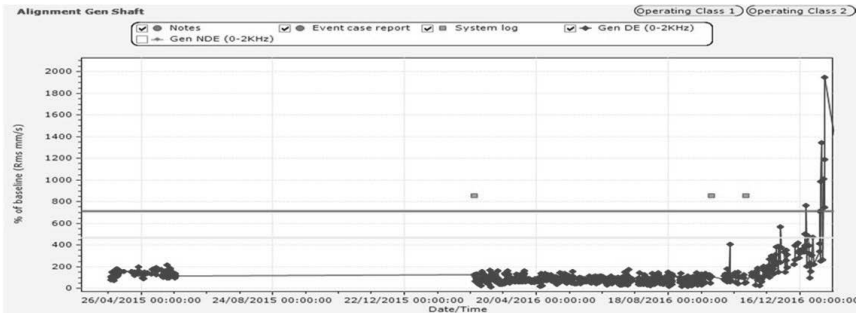


Fig. 10: Trend value of misalignment components of gearbox and generator.

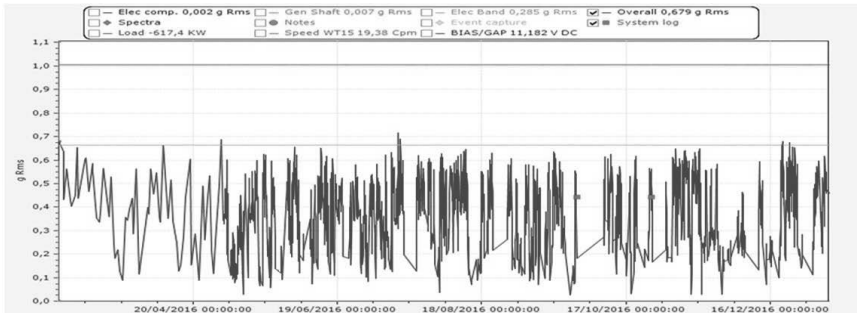


Fig. 11: Overall acceleration values on the generator bearing (DE side).



Fig. 12: Damaged anti-vibration mount on the generator.

4.5 Field Case 5: Coupling

This case corresponds to a 3MW WTG in Italy. A sudden increase in the overall velocity level is observed on the generator DE radial direction with vibration levels increasing 10-fold in just 10 minutes (see Fig. 13). When this increasing trend appeared, a sharp increase in amplitude of the machine rotational speed and harmonics 2-5 were observed (see Fig. 14). Unbalance was seen on the spectra at the DE and also on the NDE sides of the generator, but nothing was identified on the gearbox. The case was immediately reported but the fast development of the failure of the coupling (see Fig. 15) in 1 day did not allow for reaction time in Operations to stop the machine. Another case in a sister WTG was later diagnosed.

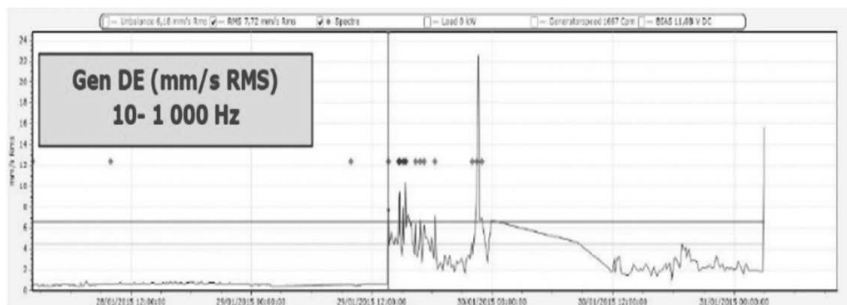


Fig. 13: Overall velocity trend values on the generator DE.

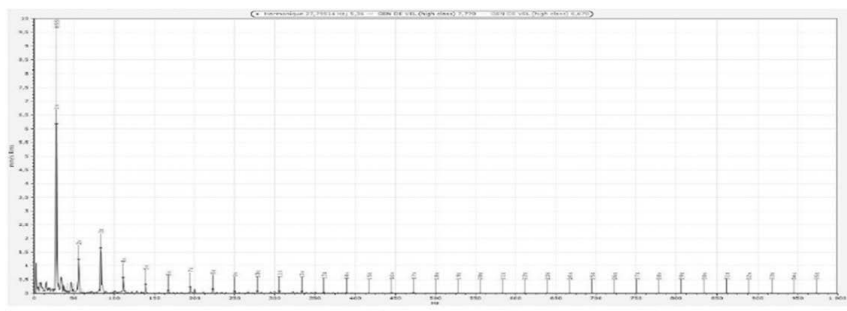


Fig. 14: Acceleration spectrum at the generator DE side.

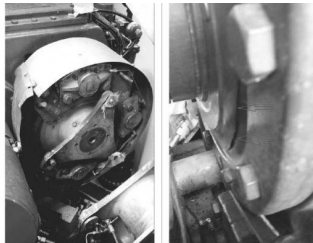


Fig 15: Damaged coupling as photographed during the field inspection after the failure.

4.6 Field Case 6: Coupling

This case corresponds to a 1.3MW WTG in UK. It was observed that the bearing damage frequencies for the bearing on the high speed shaft (HSS) was increasing (Fig. 16) but only at a running speed of 1500rpm. Additionally, the trend of the unbalance components on the generator DE side was seen to be increasing (Fig. 17). On the generator DE side the unbalance spectral component was clearly visible (Fig. 18).

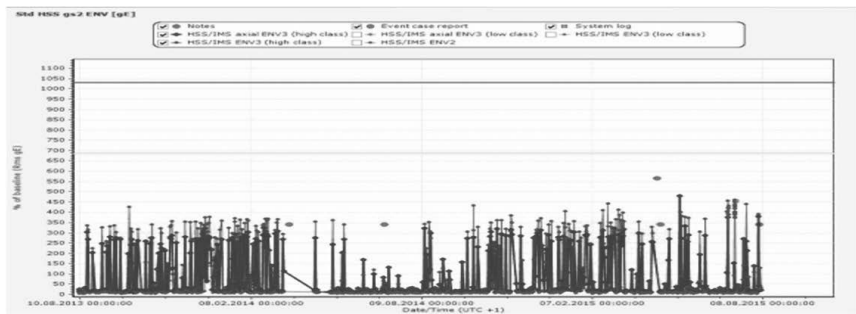


Fig. 16: Increase of bearing diagnosis trend of bearing on the HSS generator side.

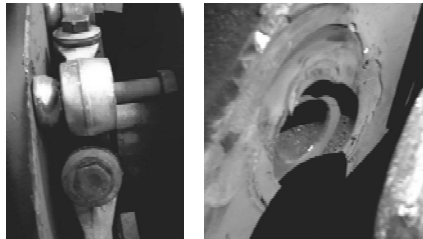


Fig 19: Damaged coupling.

4.7 Field Case 7: Gearbox Oil Pump

This case corresponds to a 2MW WTG in Sweden. Fig. 20 shows a sudden increase of the total value in the envelope signal at the high speed shaft (HSS) on the rotor side. Spectral analyses did not indicate that any known primary components (bearings or gears) were damaged, with relevant 9X component of the HSS speed, see Fig. 21.

It was known that the gearbox oil pump coupled to the HSS and it was suspected that it was the damaged component, however at the time of the analysis no detailed technical data of the pump was available, it was requested and found to match the pump frequency. The site inspection confirmed a damaged pump (see Fig. 22). A year later another case was found.

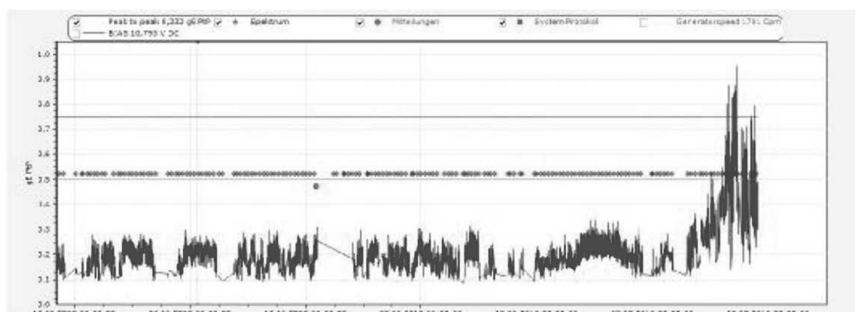


Fig 20: Acceleration enveloping spectrum at the bearing on the HSS rotor side.

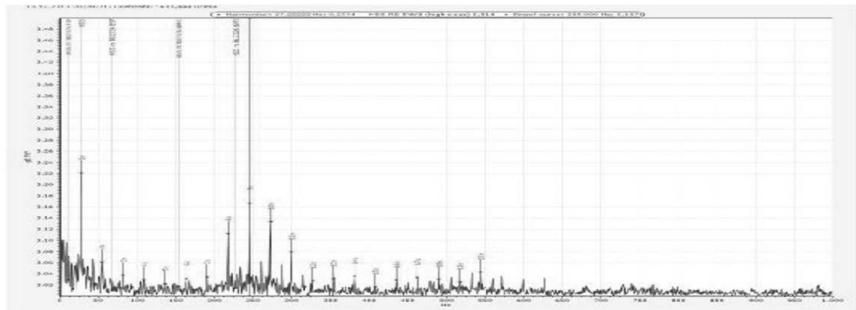


Fig. 21: High amplitude at the enveloping signal matching on the 9X of the HSS speed.



Fig. 22: Damaged gearbox oil pump (9 teeth).

5. Lessons learnt from Field Cases and Conclusion

The vibration data and the failures modes of the secondary damages seen are not bi-univocal, i.e. there is no unique indicator to uniquely identify a given failure type, (e.g. cases 1 and 2 are reasonably similar data-wise but different failure types), and a failure type cannot be always diagnosed with the same unique indicator or pattern (e.g. cases 5 and 6 do not have same data patterns).

Typically, secondary damages (i.e. on secondary components), which are structurally far away from measurement locations, show little or no energy increase in overall vibration trends and can almost exclusively be captured through deep spectral analysis.

Having as much technical information from the various components of the assets, not only of the primary components monitored (bearings, gears) but also of secondary ones (pumps, couplings, etc) is key to be able to better pinpoint the damaged or suspected damaged parts.

Knowing statistical information of failures per WTG component (make and type) happening untypically, on secondary components, is key, that is building and having a “defect library”. Re-occurring sometime happen on the same component type in sister machines, this is important to know and similar data patterns can be searched for and cases reported subsequently.

Even the exact failure mode and damaged component cannot always be pinpointed from the limited information coming from vibration data, excluding other failure modes and components without damage, and indicating potentially suspect items is considered valuable.

Engaging in a close co-operation with field teams and reliability teams is crucial to gathering information about detected and undetected cases to learn from.

As with any other vibration diagnosis process, it is important to understand the assets monitored and their building parts, their way of operation and their failure modes.

Acknowledgements

The Authors would like to thank the team at the Remote Diagnostic Centre (RDC) in Hamburg (Germany), of SKF Maintenance Service GmbH, and the RDC team of SKF France SA, for their relentless daily work in the remote monitoring of wind turbines, for their eager to continuously improve and excel in their professional tasks as vibration specialists, and for sharing information which contributed enormously to the creation of this paper.

References

- [1] Wilkinson M, Hendriks B, Spinato F, Harman K, Gomez E, Bulacio H, Roca J, Tavner P, Feng Y, Long H. "Methodology and results of the Reliawind Reliability Field Study", Proceeding of EWEA, Warsaw, Poland, 20–23 April 2010
- [2] Tavner, P., Spinato, F., van Bussel, G.J.W., Koutoulakos, E. "Reliability of Different Wind Turbine Concepts with Relevance to Offshore Application", presented at the European Wind Energy Conference, March 31 – April 3, 2008, Brussels, Belgium
- [3] Hahn, B.; Durstewitz, M.; Rohrig, K. "Reliability of Wind Turbines" ch.in "Wind Energy"; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2007
- [4] Echavarria, E.; Hahn, B.; van Bussel, G.J.; Tomiyama, T. "Reliability of wind turbine technology through time". J. Sol. Energy Eng. 2008
- [5] McMillan D, Ault GW. "Quantification of condition monitoring benefit for offshore wind turbines". Wind Engineering 2007;.
- [6] Wind Stats Newsletter, Haymarket Business Media, London, UK
- [7] Peters, V.; Ogilvie, A.; Bond, C., "CREW Database: Wind Plant Reliability Benchmark", SAND2012-7328, 2012.
- [8] Pettersson L., Andersson J-O., Orbert C., and Skagerman S., "RAMS-Database for Wind Turbines – Pre-study", Elforsk Report 10:67, 2010.
- [9] Sheng S., "Wind Turbine Gearbox reliability Database, Condition Monitoring, and Operation, and Maintenance Research Update", NREL/PR-5000-66028, NREL, 2016.
- [10] K. Alewine and W. Chen, "A review of electrical winding failures in wind turbine generators," in 2011 Electrical Insulation Conference (EIC). IEEE, Jun. 2011.
- [11] K. Alewine, "Wind turbine generator maintenance: what to expect and why," in Power magazine on-line. Jan 2014.
- [12] Wenxian Yang, Peter J. Tavner, Christopher J. Crabtree, Y. Feng and Y. Qiu, "Wind turbine condition monitoring: technical and commercial challenges", Wind Energy, 2012, Published online in Wiley Online Library. DOI: 10.1002/we.1508

Experimentelle Untersuchung und Zustandsüberwachung des White Etching Crack Phänomens

Manuel Zürcher M.Sc., Prof. **Eberhard Schlücker**,
Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Erlangen;
Prof. **Walter Holweger**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

White Etching Cracks werden oft als Ursache von Lagerschäden in Windkraftanlagen genannt. Jedoch sind es die Ausbrüche aus den Laufflächen die Final zum Ausfall des Lagers führen. Lager können mit White Etching Cracks unter der Oberfläche weiterbetrieben werden solange die Risse nicht die Oberfläche erreichen. Daraus entsteht die Notwendigkeit von Sensoren die es erlauben die Strukturen unter der Oberfläche frühzeitig zu detektieren um Gegenmaßnahmen zu schaffen. Innerhalb dieser Arbeit werden drei Parameter vorgestellt, die die Bildung und die Zeit bis zu den Ausbrüchen entscheidend beeinflussen. Zudem werden zwei Sensoren präsentiert, die eine Zustandsüberwachung von Wälzlagern in White Etching Crack kritischen Anwendungen möglich machen.

Abstract (optional)

White Etching Cracks are often blamed to cause early bearing failures in wind turbines. However, the resulting pitting on the bearing raceway surfaces are the reason for the failure. Bearings can still run for a fair amount of time with White Etching Cracks if they do not reach the surface. Therefore, it is important to establish early detection systems for these structures to apply countermeasures. Within this work three parameters are discussed which have an impact on the formation and the time till pitting appears. Additionally, two monitoring sensors are presented which can be used in White Etching Crack critical environments.

1. Einleitung

Windkraftanlagen sind auf eine Einsatzdauer von mindestens 20 Jahren ausgelegt und sollen dabei möglichst wartungsarm sein. Gleichzeitig wird von allen Komponenten erwartet, dass sie den höchsten Grad an Leistungsfähigkeit erreichen. Gerade durch die enorme Komplexität der einzelnen Bauteile und den rauen Bedingungen, denen Windräder ausge-

setzt sind, sind diese Vorgaben oft schwer einzuhalten. Elementare Bauteile wie die Wälzlager kommen dabei an ihre Belastungsgrenzen.

Innerhalb einer Windkraftanlage sind eine Vielzahl von Wälzlagern mit einem Durchmesser von bis zu 3,5 m verbaut [1]. Ihre Hauptaufgaben bestehen darin, die enormen, am Rotor entstehenden Kräfte zu tragen, innerhalb des Getriebes die Reibung zu verringern und somit die Effizienz zu steigern. Die angestrebte Lebensdauer von 20 Jahren wird von Wälzlagern in vielen Fällen nicht erreicht. Ein Grund dafür sind White Etching Cracks (WECs) [2 bis 11]. Diese Gefügeveränderung tritt meist innerhalb von nur ein bis zwei Jahren Betriebsdauer auf und sorgt infolge von massiven Ausbrüchen aus den Laufbahnen der Lager für einen frühzeitigen Ausfall.

Ihren Namen haben die WECs aufgrund ihres Erscheinungsbildes erhalten. Um die Strukturen, die sich unterhalb der Laufbahnen befinden, sichtbar zu machen, wird das Gefüge nach einer metallografischen Aufbereitung mit Nital angeätzt. Die nun sichtbaren Risse erscheinen weiß. Abbildung 1 zeigt ein Schliffbild mit WEC und die daraus resultierenden Ausbrüche.

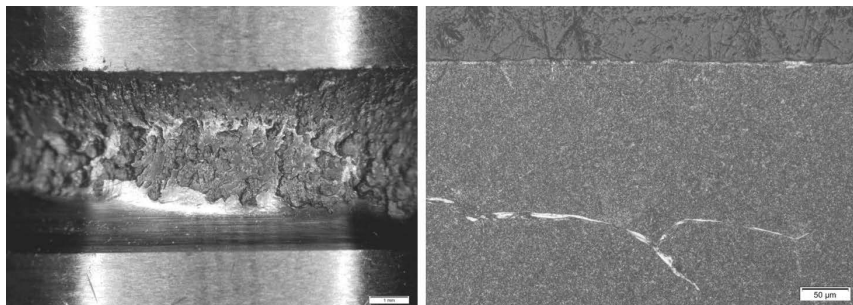


Bild 1: Ausbrüche aus der Laufbahnoberfläche (links), WEC Strukturen unter der Oberfläche (rechts)

Die Risse besitzen anfangs keine Verbindung zu der Oberfläche und bilden sich nur im Gefüge unter der Oberfläche aus. Mit fortschreitender Zeit breiten sich diese stetig wachsenden Netzwerke in Richtungen Laufbahn aus und sorgen dort für großflächige Ausbrüche aus den Laufflächen (Abbildung 1). Die Folge dieser Ausbrüche ist ein Komplettausfall des Lagers. Dieses Gefüge-Phänomen wird seit über 20 Jahren intensiv in der Forschung behandelt [4]. Bis heute konnte keine alleinige Ursache ausgemacht werden. In der Literatur werden verschiedene Theorien über die Entstehung innerhalb des Gefüges diskutiert [2 bis 12]. Einen Überblick liefert Evans in einem kürzlich veröffentlichten Review [4]. Die Diffusion von atomarem Wasserstoff in das Gefüge gilt dabei als eine der am häufigsten vorgebrachten Theorien.

Neben der Frage wie WECs innerhalb des Metalls entstehen, ist auch der Einfluss von Betriebsparametern und Schmierstoffen ein wichtiger Aspekt der WEC-Forschung [2], [4], [6], [7], [9]. Versuche von mehreren Autoren haben gezeigt, dass Lager, die elektrischem Strom ausgesetzt sind, dazu neigen aufgrund von WECs auszufallen [2], [3], [4], [7], [8], [9], [11]. Dabei agiert das Lager ähnlich wie ein Plattenkondensator. Im Betrieb sind die Oberflächen der Wälzkörper und Laufflächen voneinander durch den Schmierstoff getrennt. Liegt von außen eine elektrische Spannung an, dient der Schmierstoff als Dielektrikum und die metallischen Flächen als Kondensatorplatten. Ist die Spannung hoch genug, kommt es zu elektrischen Entladungsvorgängen über den Schmierpalt [2], [7], [8]. Je nach Stromstärke können diese Entladungen zu Riffeln auf der Oberfläche führen. Unter der Voraussetzung, dass diese Entladungen genug Energie besitzen, wird die Oberfläche dadurch aufgeschmolzen. [13 bis 16]. In der Literatur können mehrere Grenzwerte gefunden werden. So ist laut Yuang-Cherng et. al. eine Stromstärke kleiner 90 mA [15] oder laut einem Prospekt von Schaeffler eine Stromdichte kleiner 100 mA mm^{-2} [16] als unkritisch zu betrachten. Gegen dem, haben bereits mehrere Forschungsinstitutionen gezeigt, dass kleinere Stromstärken zwar zu keiner Riffelbildung führen, jedoch einen Einfluss in Form von WEC-Bildung auf die Lager haben [2], [8], [9].

Bei industriellen Anwendungen ist auch die Früherkennung solcher Schäden von elementarer Bedeutung. Hier stellt sich die Frage, zu welchem Zeitpunkt WECs erkannt und welche Gegenmaßnahmen getroffen werden. Insgesamt können vier Phasen abgegrenzt werden, in denen man Maßnahmen treffen kann um WECs zu verhindern oder den Schaden zu begrenzen. Die erste Phase beschreibt den regulären Betrieb, mit einbezogen die Auswahl von Lagermaterial und Schmierstoff. Sind hier alle Einflussfaktoren bekannt, die zu WECs führen können, können die Anwendungen so ausgelegt werden, damit es nicht zu einer Entstehung von WECs kommt. WECs in dieser Phase zu verhindern, ohne sehr große Kosten in Form von speziellen Materialien und Forschungsaufwand zu erzeugen, ist derzeit kaum denkbar.

Die zweite Phase beschreibt die Gefahr das WECs aufgrund unvorhergesehener Ereignisse entstehen. Während des Betriebs von technischen Anlagen können Zustände auftreten, die die Bildung von WECs begünstigen. Sind diese Zustände bekannt und mit entsprechender Sensorik detektierbar ist es möglich während des Betriebs Gegenmaßnahmen zu treffen, um die Bildung von WECs zu verhindern. Auch in dieser Phase ist die Erforschung dieser Betriebszustände kostspielig und zeitaufwendig.

Die dritte Phase beschreibt die Bildung von WECs unter der Oberfläche. Um Ausbrüche zu verhindern, sind zu Sensoren notwendig, die entweder die Bildung der Rissnetzwerke oder die Netzwerke selbst detektieren. Ist dies möglich, können bei ersten Anzeichen von WECs

Gegenmaßnahmen getroffen werden, um die Lebenszeiten zu erhöhen. In der vierten und letzten Phase sorgen die Risse bereits für Ausbrüche aus den Laufflächen der Lager und führen somit zu einem unmittelbaren Lagerausfall. In diesem Stadium kann nur noch Schadensminimierung in Form von rechtzeitigen Lagerwechseln betrieben werden.

Innerhalb dieser Arbeit werden experimentelle Untersuchungen an einem Wälzlagerprüfstand präsentiert, die zeigen, welche Parameter die Bildung von WECs beeinflussen. Zusätzlich werden zwei Sensoren vorgestellt, die eine Zustandsüberwachung von Wälzlagern in WEC-kritischen Bereichen ermöglichen.

2. Methoden und Materialien

Für die Versuche wurde ein am Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik entwickelter und vielfach etablierter Prüfstand verwendet. [7], [8], [9], [11], [12], [17]. In Abbildung 2 ist ein vereinfachtes Fließschema des Prüfstandes abgebildet.

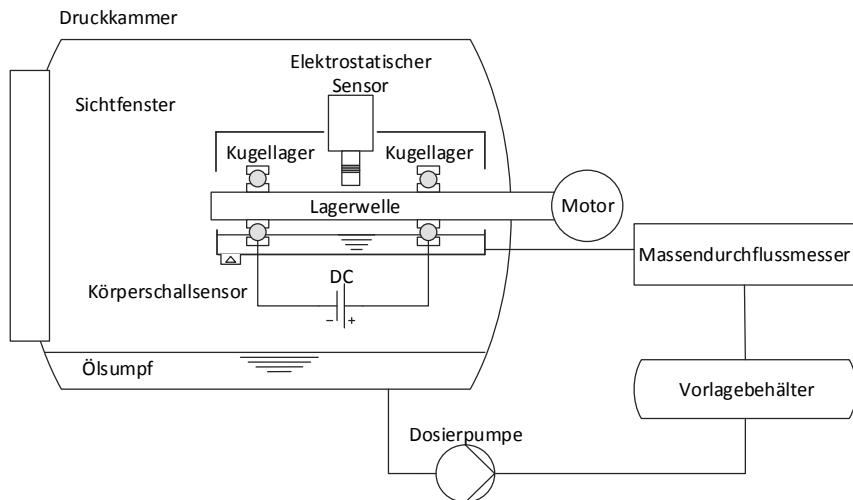


Bild 2: Schematischer Fließplan des Lagerprüfstandes [11]

Zwei Rillenkugellager vom Typ 6203 [18] sind auf einer Welle befestigt, die über einen Elektromotor angetrieben wird. Alle vorgestellten Ergebnisse wurden bei einer Drehzahl von 4500 Umdrehungen pro Minute durchgeführt. Die Lager sind auf der Welle axial vorgespannt, um einen stabilen Betrieb zu gewährleisten. Für die Abführung von Wärme und Partikeln aus den Lagern wird eine Öumlautschmierung angewendet. Die Prüflager befinden sich in einem Lagerblock, in welchem sie das Öl aufnehmen. In Abbildung 2 ist zu erkennen, dass das Öl

diesen Block auf beiden Seiten verlässt. Dieses sammelt sich anschließend in einem Ölsumpf und wird mittels einer Dosierpumpe wieder zurück in den Lagerblock gefördert. Auf dessen Weg passiert der Schmierstoff einen Vorlagebehälter, in welchem das Öl nach Bedarf vorgeheizt werden kann, und einen Massendurchflussmesser, der den Volumenstrom der Pumpe überwacht. Es kann ein Volumenstrom von bis zu 144 ml min^{-1} eingestellt werden. Der Lagerblock befindet sich innerhalb einer Druckkammer, die mit bis zu 4 bar Überdruck beaufschlagt werden kann. Das vordere Lager ist über ein Sichtfenster optisch zugänglich. Über diesen optischen Zugang können Aufnahmen mit einer High-Speed-Kamera an den Lagern durchgeführt werden, um die Kinematik und Schmierstoffverteilung zu untersuchen [9]. Für die Lagerüberwachung ist an den Außenringen beider Lager jeweils ein Temperatursensor angebracht. Kommt es zu Ausbrüchen aus den Laufflächen der Lager, gibt es einen Temperaturanstieg. Wird die Grenztemperatur von 120°C erreicht, schaltet die Anlage automatisch ab. Abhängig von der aufgebrachten Axialkraft und dem Volumenstrom liegt die Temperatur der Lager während dem Betrieb zwischen 60°C und 100°C .

Für die Früherkennung von WECs ist am Lagerblock ein Körperschallsensor der Firma QASS befestigt. Dieser Sensor erlaubt die Messung von Körperschallfrequenzen im 1 MHz-Bereich. An anderen Prüfständen wurden bereits erfolgreich die WEC Rissnetzwerke mit diesem Sensor detektiert [10]. Der zweite Sensor, der für die WEC Zustandsüberwachung eingesetzt wird, ist ein elektrostatischer Sensor. Dieser wurde von der Universität Southampton entwickelt und ermöglicht das Detektieren elektrostatischer Felder. Im Prüfstand hat der Sensorkopf eine freie Sicht auf den Schmierspalt beider Lager, um dort eine berührungslose elektrostatische Messung zu ermöglichen [11], [12].

Eine weitere Besonderheit des Prüfstandes ist, dass die Lager aktiv über eine Gleichspannungsquelle einer elektrischen Zusatzbeanspruchung ausgesetzt werden können [7], [8], [11]. Diese dient dazu, die in Windkraftanlagen oder anderen Bereichen auftretenden elektrischen Ströme zu simulieren. Über den Wert der angelegten Spannung können Zustände erzeugt werden, in welchen es zu den in der Einleitung beschrieben elektrischen Entladungen über den Schmierspalt kommt. Die maximale Spannung, die während der vorgestellten Versuche angelegt war, betrug 15 V, die maximal auftretende Stromstärke $200 \mu\text{A}$.

3. Parameteruntersuchungen des WEC-Phänomens

In der Einleitung wurden bereits mehrere Parameter aufgelistet, die die Bildung von WECs beeinflussen. In diesem Kapitel wird der Einfluss der aufgebrachten axialen Kraft, des Öl-Volumenstroms und der zusätzlichen elektrischen Belastung auf die Bildung von WECs in

diesem Prüfstand dargelegt. Als Schmierstoff wurde ein legiertes teilsynthetisches Schaltgetriebeöl verwendet

3.1 Einfluss der axialen Vorspannkraft

Die axiale Vorspannkraft gibt die Belastung der Lager in Form von mechanischer Kraft in axialer Richtung an. Diese Belastung darf nicht zu niedrig sein, da sonst das Spiel der Wälzkörper zu groß ist. Wird sie zu hoch gewählt, wird das Lagermaterial im Betrieb zu stark belastet, was einen frühen Ausfall des Lagers zur Folge haben kann. Vorversuche haben gezeigt, dass die Lager in einem Arbeitsbereich zwischen 800 N und 2500 N bei den verwendeten Drehzahlen ein stabiles Verhalten zeigen.

In Tabelle 1 sind vier Versuche dargestellt, die mit drei verschiedenen Axialkräften durchgeführt wurden. Bei Lauf 1.1 bis Lauf 1.3 ist der Volumenstrom jeweils so eingestellt worden, dass die Lager im Betrieb eine konstante Temperatur von 95°C hatten. Im letzten Lauf wurde trotz sehr hoher axialer Pressung der Volumenstrom auf 2 ml min⁻¹ gesetzt. Infolgedessen hatten die Lager während Versuch 1.4 eine Temperatur von 100°C. Am Innenring tritt aufgrund seiner Geometrie immer eine größere mechanische Kraft auf, als am Außenring. Bei allen Versuchen wurde am Netzteil die Spannung so geregelt, dass dauerhaft elektrische Entladungen über den Schmierpalt stattfanden.

Tabelle 1: Einfluss der axialen Vorspannkraft auf die Bildung von WECs.

Lauf	Laufzeit	Volumenstrom	Axialkraft	Ausbrüche aus der Laufbahn	WEC
	h	ml min ⁻¹	N		
1.1	260	2	1100	Keine	WEC in allen Ringen
1.2	130	8	1500	In beiden Innenringen	WEC in allen Ringen
1.3	80	12	2500	In einem Innenring	WEC in einem Innenring
1.4	18	2	2500	In einem Innenring	WEC in einem Innenring

Bei allen Versuchen haben sich WEC Rissnetzwerke unter der Oberfläche gebildet. Die Veränderung der axialen Vorspannkraft hat Auswirkung auf die Dauer bis es zum Ausfall kommt und auf die Verteilung des WEC-Schadens in den einzelnen Lagerkomponenten. Aufgrund der sehr niedrigen Axialkraft in Versuch 1.1 kam es hier nicht zu Ausbrüchen und der Versuch wurde nach 260 h gestoppt. Werden die Versuche 1.1 bis 1.3 miteinander verglichen, fällt auf, dass sich bei der größten Axialkraft nur in einem Innenring WECs entwickelt haben. In den zwei vorangegangenen Läufen wurde die Gefügeveränderung jedoch in allen Ringen gefunden. Wird zu diesem Ergebnis noch die Laufzeit mit herangezogen, die in den ersten beiden Versuchsläufen deutlich länger war, kann geschlussfolgert werden, dass sich der Schaden mit fortschreitender Laufzeit in allen Lagerkomponenten ausbreitet. Als erstes tritt der Schaden jedoch in den Innenringen auf. Dies kann mit der konstruktionsbedingten größeren Flächenpressung an den Innenringen erklärt werden. Zusätzlich finden sich in den Innenringen immer mehr Stellen mit WECs und größere Netzwerke, als in den Außenringen. Liegt eine höhere Axialkraft an den Lagern an, führen schon wenige WECs im Innenring zu Ausbrüchen. Die Lager fallen aus bevor sich WECs im Außenring bilden können. Bei Lauf 1.4 wurde im Vergleich zu Lauf 1.3 zusätzlich zur Verwendung einer hohen axialen Kraft der Volumenstrom herabgesetzt. Dadurch wurden die Lager deutlich wärmer, da aufgrund des geringeren Volumenstroms die Wärmeabfuhr verringert wurde. Auch die Laufzeit bis zum Lagerausfall war deutlich geringer. Dies zeigt, dass neben der mechanischen Kraft auch der Volumenstrom einen großen Einfluss auf die Lebenszeit der Lager besitzt.

3.2 Einfluss des Öl-Volumenstroms

Im vorangegangenen Kapitel konnte bereits gezeigt werden, dass auch die Öl-Menge, die dem Lager zur Verfügung steht, einen Einfluss auf die Entstehung der WEC-Schäden hat. Aus diesem Grund wurde bei den nun folgenden Versuchen der Öl-Volumenstrom bei mittleren bis hohen axialen Vorspannungen (1500 N - 2500 N) variiert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Bei diesen Versuchen war über die gesamte Laufzeit die Spannung so eingestellt, dass elektrische Entladungen im Schmierspalt auftraten.

Die Ergebnisse zeigen einen direkten Einfluss des Volumenstroms auf die Entstehung von WECs. Wird ein höherer Volumenstrom für den Versuch eingestellt, kommt es nicht zu einer Bildung von WECs.

Tabelle 2: Einfluss des Öl-Volumenstromes auf die Bildung von WECs

Lauf	Laufzeit	Volumenstrom	Axialkraft	WEC
	h	ml min ⁻¹	N	
2.1	320	55	1500	Keine WEC
2.2	91	18	1500	Keine WEC
2.3	81	8	2000	WEC in einem Innenring
2.4	162	4	1500	WEC in einem Innenring

Bei einem Vergleich von Versuch 1.2 mit Versuch 2.3 zeigt sich nochmals der Einfluss der höheren mechanisch aufgebracht axialen Kraft, welche eine deutlich kürzere Lebensdauer, jedoch auch eine weniger verbreitete Rissbildung zur Folge hat. Laut Literatur steht den Lagern bei einem Volumenstrom von 4 ml min⁻¹ noch genug Öl zur Verfügung, um ihre volle Lebenszeit zu erreichen [18].

3.3 Einfluss der elektrischen Zusatzbeanspruchung

Als dritter Parameter wird der Einfluss der elektrischen Zusatzbeanspruchung betrachtet. Über die am Netzteil eingestellte Spannung wurden Zustände eingestellt, bei denen entweder keine Spannung anlag, die Spannung so gering eingestellt wurde, dass es zu keinen elektrischen Entladungen kam oder so hoch eingestellt wurde, dass dauerhaft elektrische Entladungen im Schmierpalt auftraten.

Der Vergleich von Versuch 1.2 und 3.5 mit 3.1 und 3.2 zeigt, dass elektrische Entladungen über den Schmierpalt auftreten müssen, um den WEC-Schaden zu erzeugen. Dieses Ergebnis wird bei Betrachtung von Versuch 3.4 bestätigt. Die Spannung wurde über einen Zeitraum von 140 h in einem entladungsfreien Bereich gehalten. Daraufhin wurde die Spannung so erhöht, dass für weitere 20 h elektrische Entladungen im Schmierpalt aufgetreten sind. Diese 20 h haben ausgereicht, um WECs in einem der Innenringe zu erzeugen.

Tabelle 3: Einfluss der elektrischen Zusatzbelastung auf die Bildung von WECs

Lauf	Laufzeit	Volumenstrom	Axialkraft	Strom	WEC
	h	ml min ⁻¹	N		
3.1	162	4	1500	Keine Spannung	Keine WEC
3.2	208	8	1800	Keine elektrischen Entladungen	Keine WEC
3.4	160	8	1800	140 h ohne elektrische Entladungen gefolgt von 20 h mit elektrischen Entladungen	WEC in einem Innenring
3.6	73	8	1800	Dauerhaft elektrische Entladungen	WEC in einem Innenring

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse zeigen, dass es mit dem Prüfstand möglich ist, WEC Rissnetzwerke wiederholbar zu erzeugen. Die hierfür wichtigen Parameter sind: Ein Öl-Volumenstrom von kleiner 18 ml min⁻¹ und eine elektrische Zusatzbeanspruchung im Bereich der elektrischen Entladungen. Die mechanische Beanspruchung durch axiale Vorspannung spielt nur eine nebensächliche Rolle und dient ausschließlich der Beschleunigung der Schadensentstehung und der Verkürzung der Zeit, bis es zu Ausbrüchen aus den Laufflächen der Lager kommt.

4. Möglichkeiten der Zustandsüberwachung von WEC

Die vorangegangenen Ergebnisse zeigen, dass viele Faktoren einen Einfluss auf die Bildung der WEC-Rissnetzwerke haben. All diese Faktoren für jede Anwendung, in denen WECs auftreten, zu erforschen und so den Schaden zu verhindern, erscheint vollkommen ausgeschlossen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit einer Zustandsüberwachung von Lagern um WECs frühzeitig zu erkennen.

Eine Möglichkeit, die schon große Anwendung im Bereich Wälzlagerüberwachung findet, ist die Verwendung von Körperschallsensoren. Herkömmliche Sensoren sind aber lediglich in der Lage, Schäden auf den Laufbahnoberflächen zu erkennen. Der hier verwendete Körper-

schallsensor hat die Fähigkeit WEC-Netzwerke zu detektieren, bevor es zu Ausbrüchen aus den Lagerflächen kommt, vor allem aufgrund seines hohen Messvermögens im hochfrequenten Bereich.

In Abbildung 3 ist das Körperschallsignal des Körperschallsensors dargestellt. Die Auswertesystematik des Messsystems wurde von Sören et al. in der Literatur bereits beschrieben [10], [12]. Die Lager in diesem Versuchslauf waren mit 1800 N axial vorgespannt. Als Schmiermittel wurde ein legiertes Syntheseöl verwendet. Während der ersten 21 h war ein Volumenstrom von 40 ml min^{-1} und keine elektrische Zusatzbelastung an den Lagern eingestellt. In diesem Bereich finden sich auch keine Auffälligkeiten im Signal. Nach dieser Einlaufphase wurde der Volumenstrom auf 4 ml min^{-1} reduziert und die elektrische Spannung so zugeschaltet, dass es zu Entladungen über den Schmierspalt kommt. Dieser Wechsel zu „WEC Parametern“ erzeugt einen vergleichsweise geringen Anstieg im Körperschallsignal. Im weiteren Verlauf gibt es bis Stunde 50 keine Veränderung. Ab diesem Zeitpunkt steigt das Körperschallsignal an. Da am System selbst keine Veränderungen vorgenommen wurden und auch kein anderer Sensor eine Auffälligkeit anzeigt, scheint dieses Signal durch die Entstehung von den WEC-Rissnetzwerken hervorgerufen zu werden. Das Signal steigt ein weiteres Mal nach 80 h an. Hier zeigt auch das Temperatursignal einen Anstieg, weswegen davon ausgegangen werden kann, dass hier erste metallische Partikel aus der Laufbahn ausbrechen und ein Lagerschaden unmittelbar bevorsteht. Nach insgesamt 84 h Stunden sind die Lager mit WEC-Strukturen unter der Oberfläche und großen Ausbrüchen auf den Laufflächen ausgefallen.

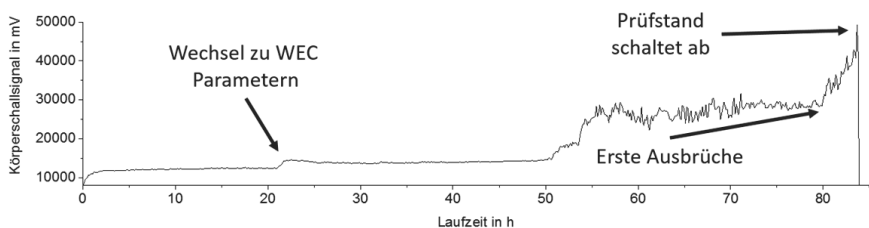


Bild 3: Körperschallsignal eines Versuchs mit WECs und Ausbrüchen aus der Lauffläche

Der Versuch zeigt, dass es möglich ist, die Entstehung der WEC-Rissnetzwerke mit diesem Sensor zu detektieren bevor es zu Ausbrüchen aus der Laufbahn kommt. Dies muss aber noch mit weiteren Versuchen verifiziert werden.

In der durchgeführten Parameterstudie konnte herausgearbeitet werden, dass die elektrischen Entladungen über den Schmierspalt einen großen Einfluss auf die Entstehung von WECs besitzen. Um diese Entladungen messtechnisch zu erfassen, kommt ein elektrostatischer Feldsensor zum Einsatz. Der Sensor wurde von der Universität Southampton für die Untersuchung von WECs entwickelt. In einer bereits veröffentlichten Arbeit kann das Zusammenspiel von Sensor und WECs betrachtet werden [11], [12]. Der Sensor ermöglicht eine berührungslose Untersuchung der verschiedenen elektrischen Zustände im Lager.

4. Zusammenfassung

Die vorgestellten Ergebnisse geben einen guten Einblick in die Komplexität der White Etching Cracks. Aus den Versuchen wird deutlich, dass an diesem Prüfstand der Volumenstrom und eine elektrische Zusatzlast auf die Lager einen großen Einfluss auf WECs haben. Die aufgebrachte mechanische Kraft hat einen relativ geringen Einfluss auf die Entstehung, dafür aber auf die Laufzeit bis zum Ausfall des Lagers. Im Anschluss wurde mit einem Körperschallsensor gezeigt, dass es möglich ist, die WEC-Rissnetzwerke zu detektieren bevor es zu Ausbrüchen aus der Laufbahnoberfläche kommt. Zum Schluss wurde ein elektrostatischer Sensor erwähnt, der es erlaubt, die kritischen elektrischen Zustände berührungslos zu detektieren

5. Literatur

- [1] Lagerlösungen und Service für Windkraftanlagen, Prospekt, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Schweinfurt 2014
- [2] Loos, J. Goß, M. u. Bergmann, I.: Einfluss von Strömen aus elektrostatischen Aufladungen auf die WEC-Bildung in Wälzlagern. Gesellschaft für Tribologie Tagungsband, 2014, S. 07/1-07/14
- [3] Scepanskis, M., Jakovics A., Kaldre I., et al.: The Numerical Model of Electrothermal Deformations of Carbides in Bearing Steel as the Possible Cause of White Etching Cracks Initiation. Tribology Letters, 2015, 59: 37
- [4] Evans, E.: An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings. Materials Science and Technology, 2016, 836, S. 1-37
- [5] Holweger, W. u. Loos, J.: Beeinflussung der Wälzlagerlebensdauer durch neue Werkstoffphänomene in speziellen Anwendungen. Tagungsband / Antriebstechnisches Kolloquium ATK, 2011, S. 223-239

- [6] Holweger, W., Wolf, M., Merk, D., et al.: White Etching Crack Root Cause Investigations. Tribology Transactions, 2015 85, S. 59-69
- [7] Pohrer, B., Zuercher, M., Holweger, W., et al.: In situ IR-Spektroskopie an elektrisch beanspruchten Wälzlagern für White Etching Crack-Untersuchungen. Gesellschaft für Tribologie Tagungsband, 2013, S. 29/1-29/10
- [8] Pohrer, B., Zuercher, M., Tremmel, S., et al.: Einfluss des tribochemischen Schichtaufbaus auf die Ausbildung elektrisch induzierter Wälzlagerschäden. Gesellschaft für Tribologie Tagungsband, 2015, S. 76/1-76/10
- [9] Zuercher, M., Feuercker, J., Pohrer, B., et al.: Highspeed Aufnahmen an drehenden Wälzlagern zur kinematischen Untersuchung des WEC-Wälzlagerschadens. Gesellschaft für Tribologie Tagungsband, 2016, S 14/1-14/10
- [10] Barteldes, S. u. Holweger, W.: Using High-Frequency-Impulse-Measurement (HFIM) for Detection of Lubrication driven WEC-formation. 19th World Conference on Non-Destructive Testing, 2016
- [11] Zuercher, M., Heinzler, V., Esmaeili, K. et al.: Early failure detection for bearings in electrical environments. Proceedings of First World Congress on Condition Monitoring, 2017.
- [12] Esmaeili, K., Zuercher, M., Wang, L. et.al.: Advanced signal processing techniques for wind turbine gearbox bearing failure detection. Proceedings of First World Congress on Condition Monitoring, 2017.
- [13] Muetze, A.: Bearings Currents in Inverter-Fed AC-Motors. Shaker, 2004
- [14] Prashad, H.: Effect of operating parameters on the threshold voltages and impedance response of non-insulated rolling element bearings under the action of electrical currents. Wear, 1987, 117, S. 223-240
- [15] Chiou, Y., Lee, R. and Lin, C.: Formation criterion and mechanism of electrical pitting on the lubricated surface under AC electric field. Wear, 1999, 236, S. 62-72
- [16] Stromisolierende Lager, Prospekt, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Schweinfurt 2011
- [17] Pohrer, B., Killmann, I., Zuercher M. et. al.: Practical Application of CO2 as a Viscosity Index Improver for Lubricants. Chemical Engineering and Technology, 2016, 39, S. 708-714
- [18] Wälzlager, Prospekt, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Schweinfurt 2012

Systematisches Flotten-Monitoring auf Basis von Condition Monitoring (CM) an Windenergieanlagen

Vom „Ampel-Monitoring“ zum kennzahlenbasierten Monitoring

Dipl.-Ing. **Michael Dietl**, Dr. **Edwin Becker**,
PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH

1. Kurzfassung

Systematisches Condition Monitoring von Windenergieanlagen bedeutet nicht nur Schwingungsdaten der Hauptkomponenten zu beurteilen, sondern auf systematische Art und Weise zusätzliche Informationen zum Lauf- und Betriebsverhalten der Anlagen in den Diagnoseprozess zu integrieren, um daraus die „Performance“ über Kennzahlen ableiten zu können. Abweichungen von der „normalen“ Performance lassen sich flottenübergreifend über Kritizitäten klassifizieren, was wesentlich ist für ein modernes Flottenmanagement.

2. Abstract

Systematic condition monitoring of wind turbines does not only imply the data-driven evaluation of turbine components vibration. In addition to that, it means that further important information regarding operational behaviour is integrated into the diagnostic process in order to derive turbine's key figures. Deviations from "normal" performance can be classified by criticalities which is essential for an innovative fleet management.

3. Moderne Herausforderungen an systematisches Condition Monitoring

Einleitung

Das schwingungsbasierte Condition Monitoring an Triebsträngen von Windenergieanlagen (WEA) ist zwischenzeitlich für offshore WEA zur Pflicht und für onshore WEA zum Stand der Technik geworden. Da von diversen Monitoring-Center zwischenzeitlich zig Tausende Windenergieanlagen schwingungsbasiert fernüberwacht werden, entsteht die Möglichkeit und Notwendigkeit, auch über ein systematisches Flottenmanagement mehr und zusätzliche Informationen zum Lauf-, Betriebs- und Schwingungsverhalten der einzelnen Windenergieanlagen abzuleiten. Dies bezeichnen wir nachfolgend als systematisches Condition Monitoring. Mehr Windenergieanlagen flottenübergreifend zu bewerten bedeutet aber auch, größere Datenmengen zu beherrschen, Daten gezielt zu selektieren, Daten intelligent auszuwerten

und Ergebnisse treffend und anschaulich darzustellen. Im Manuskript werden die Vorgehensweisen des DNV GL zertifizierten Monitoring Centers der PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH beschrieben und herausgearbeitet, dass die Performance ein entscheidendes Maß für das dynamische Systemverhalten auch von Windenergieanlagen ist. Über sogenannte KPIs lässt sich flottenübergreifend die Performance quantifizieren und über Sterndiagramme veranschaulichen.

4. System-Performance über Kennzahlen greifbar machen

Der Begriff „Performance“ beschreibt das Verhalten eines Objekts, Systems oder Prozesses unter Berücksichtigung festgelegter, individueller Qualitätskriterien. Gerade für die flottenübergreifende Bewertung von Windenergieanlagen spielt dieser Begriff eine Schlüsselrolle. Die Performance eines Systems kann über „Schlüssel“-Kennzahlen greifbar gemacht werden. Kennzahlen werden aus gemessenen Rohdaten über statistische Weiterverarbeitung generiert. Unterschieden wird dabei zwischen direkten und gewichteten Kennzahlen. Direkte Kennzahlen gehen direkt aus statistischen Verfahren hervor und beinhalten spezifische Detailinformationen zum Systemverhalten. Sie werden nicht weiter klassifiziert oder gewichtet. Flottenübergreifend können sie jedoch nur dann einbezogen werden, wenn die Objekte eindeutig vergleichbar sind und z.B. Grenzwerte für alle Bezugsobjekte gleichermaßen gelten. Beispiele für direkte Kennzahlen sind Verfügbarkeiten von WEA oder Parameter aus statistischen Verteilungen (z.B. die Windklassen).

Das dynamische Verhalten von Windenergieanlagen ist sehr individuell und in hohem Maße auch abhängig vom Typ der Anlage und der Kombination der verschiedenen Anlagen- und Maschinenkomponenten. Um WEA flottenübergreifend vergleichen zu können, werden deshalb gewichtete Kennwerte benötigt. Erst sie geben Information darüber, wie kritisch die Performance eines Systems unter Berücksichtigung seiner Eigenschaften ist. Und erst sie ermöglichen eine Priorisierung von Auffälligkeiten der Systemperformance für den Monitoring- und Diagnoseprozess. Bezeichnet werden solche gewichteten Kennzahlen im Folgenden als „Key Performance Indicators“ (KPI). Auf die verwendeten Gewichtungsverfahren wird in den folgenden Kapiteln eingegangen. Bild 1 zeigt schematisch den Prozess zur Erzeugung von direkten und gewichteten Kennzahlen.

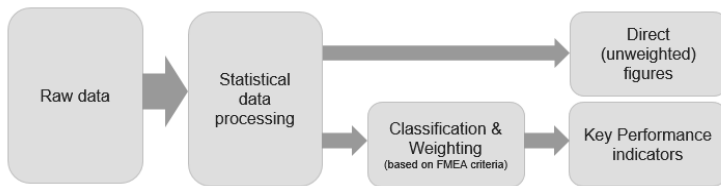


Bild 1: Prozess zur Erzeugung direkter Kennzahlen und maschinenbezogener „Key Performance Indicators“ (KPI)

5. Unterscheidung: CMS-Performance und WEA-Performance

KPI sind weit verbreitet in den verschiedensten Industriezweigen und dienen oftmals zur Quantifizierung betriebswirtschaftlicher Vorgänge und Zusammenhänge. In unserem Fall stellen KPI WEA-bezogene Kennzahlen dar und repräsentieren die Performance des Bezugssystems. Beim Bezugssystem muss entsprechend differenziert werden. Wir unterscheiden in diesem Report nachfolgend zwischen dem Bezugssystem Condition Monitoring System (CMS) und dem Bezugssystem Windenergieanlage (WEA). Besonderheit des Condition Monitoring Prozesses an WEA ist, dass die vom CMS eingehende Datengrundlage zuerst systematisch und periodisch evaluiert werden muss, bevor damit die WEA-Performance bewertet wird. Denn eine valide Beurteilung des Zustands der WEA kann nur auf Basis der Daten eines einwandfrei arbeitenden CMS erfolgen.

a) Was beinhaltet die CMS-Performance?

Die CMS-Performance wird bei PRÜFTECHNIK über folgende Funktionsbereiche ermittelt:

- CMS-Hardware
- Kommunikation
- Externe Betriebsparameter
- Partikelzähler
- WEA-Betriebszustand.

Der Funktionsbereich CMS Hardware schließt das CMS-Gerät, die Beschleunigungssensoren und den Drehzahlsensor ein. Die Kommunikation bezieht sich auf das Netzwerk und die CMS-Kommunikation selbst. Externe Betriebsparameter sind Anlagenleistung und Windgeschwindigkeit, die über die Anlagensteuerung bezogen werden. Der WEA-Betriebszustand bezieht sich v.a. auf die Betriebszustände. Mit dieser Unterteilung in Funkti-

onsbereiche lassen sich Auffälligkeiten der CMS-Performance eindeutig zuordnen und über sogenannte Sterngrafiken visualisieren (s. Bild 2a).

Die CMS-Performance wird des Weiteren anhand der Kriterien Verfügbarkeit, Validität und Plausibilität der Daten beurteilt. Verfügbarkeit bezieht sich dabei vor allem auf die Funktionsbereiche CMS-Hardware und Kommunikation. Datenvalidität und Datenplausibilität wird u.a. anhand des dynamischen Drehzahl- und Leistungsverhalten der Anlagen analysiert. Jede Anlage weist ein individuelles dynamisches Kennlinienverhalten auf. Systematische Abweichungen und Fehler hinterlassen dagegen spezifische Muster in den Kennlinien. Darauf wird im nächsten Kapitel genauer eingegangen.

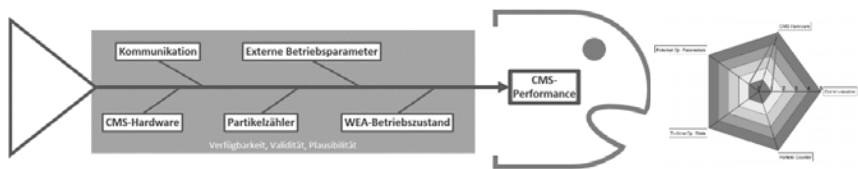


Bild 2a: Einflussgrößen auf die CMS-Performance

b) Was beinhaltet die WEA Performance?

Die Performance einer WEA wird beim schwingungsbasierten Condition Monitoring bedingt durch:

- das spezifische Betriebsverhalten der Windenergieanlage
- das spezifische Schwingungsverhalten der Triebstrangkomponenten.

Das spezifische Betriebsverhalten kann überblicksweise über Drehzahl-Leistungs-Charakteristika beurteilt werden. Denn darin sind (unter Voraussetzung einer einwandfreien CMS-Performance) spezifische Reaktionen der Anlage auf Umgebungseinflüsse, sowie Anpassungen im Anlagenregelverhalten (z.B. Tag-Nacht-Regelungen oder Leistungsdrosslungen) erkennbar. Das spezifische Schwingungsverhalten bezieht sich auf Maschinenschwingungen und Wälzlagerschwingungen an den Hauptkomponenten der WEA. Bild 2b veranschaulicht über das sogenannte Ishikawa-Diagramm und das Sterndiagramm die WEA-Performance-Ermittlung.

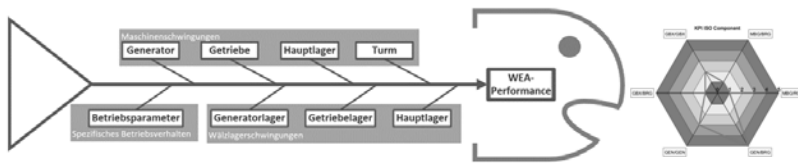


Bild 2b: Einflussgrößen auf die WEA-Performance

6. Evaluierung der CMS-Performance

Abweichungen von der „normalen“ CMS-Performance sind unterschiedlich kritisch zu bewerten. So ist beispielsweise ein fehlerbehaftetes Drehzahlverhalten als kritisch zu bewerten, da dadurch Ordnungsanalysen im Diagnoseprozess nicht oder nur eingeschränkt möglich sind. Fehlerhafte Leistungssignale können dazu führen, dass unvollständig oder nicht in Betriebszuständen gemessen wird. Hingegen sind unplausible Abweichungen im Windgeschwindigkeitssignal weniger kritisch, da Schwingungsanalysen trotzdem möglich sind, aber natürlich essentielle Informationen für valide Diagnosen fehlen. Identifizierte Fehler müssen also gewichtet werden, um die kritischen Abweichungen prioritär bearbeiten zu können. Die Gewichtung erfolgt über ein internes FMEA-basiertes Verfahren, in dem, basierend auf den Kriterien Auftreten, Bedeutung und Entdeckbarkeit jeder Abweichung eine Risikopriorität zugeordnet wird. In Bild 3 sind beispielhaft unplausible Abweichungen im Drehzahl- und Leistungsverhalten dargestellt.

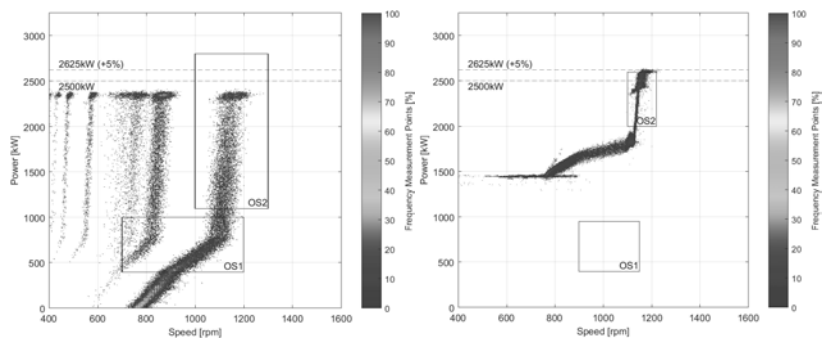


Bild 3: Beispielhafte Darstellung der Anlagenleistung über Drehzahl mit Abweichungen im Drehzahlverhalten (links), bzw. im Leistungssignal (rechts)

7. Evaluierung der WEA-Performance

Wie zuvor beschrieben ist neben dem spezifischen Betriebsverhalten einer WEA deren spezifisches Schwingungsverhalten das Hauptkriterium zur Beurteilung der WEA-Performance. Bild 4 veranschaulicht den Prozess zur Berechnung und Weiterverarbeitung von KPI aus gemessenen Rohdaten.

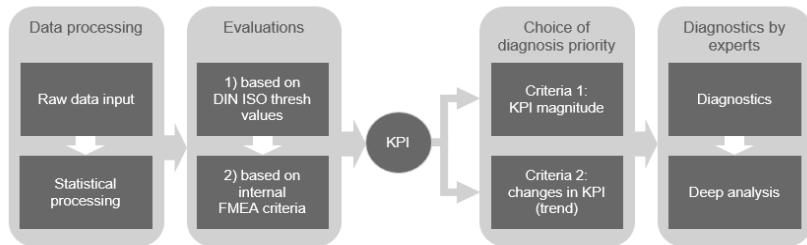


Bild 4: Prozess zur Berechnung der maschinenbezogenen KPI auf Basis von Rohdaten.

a) Wie erfolgt der Prozess im Detail?

Als Eingangsdaten dienen die Summenschwingkennwerte, die mittels Online-CMS gemessen wurden. Diese werden in definierten Zeiträumen zuerst über statistische Verfahren weiterverarbeitet. Aus den daraus resultierenden Häufigkeitsverteilungen werden repräsentative Quantile berechnet. Auf Basis dieser Quantile erfolgt ein zweistufiges Evaluierungsverfahren. In der ersten Stufe werden die Quantile klassiert, wobei als Klassengrenzen die Grenzwerte einschlägiger Normen eingehen. Die Klassierung gibt eine erste Orientierung, ob das Schwingungsverhalten einer Komponente nach normativen Gesichtspunkten als mehr oder weniger kritisch einzustufen ist. Da in der Praxis die Aussagekraft der Norm nicht für alle bestehenden Komponententypen und Hersteller gleichermaßen zutreffend ist, wurde eine zweite Beurteilungsstufe eingeführt. In dieser werden die Klassen nach definierten Kriterien gewichtet. Die Kriterien entsprechen einem FMEA-Ansatz (Fehlermöglichkeitseinflussanalyse) und beziehen sich auf Auftreten, Bedeutung und Entdeckbarkeit. Sie wurden im Rahmen von intensiven, internen FMEA-Sitzungen im Vorhinein festgelegt und beinhalten das fundierte Wissen zahlreicher PRÜFTECHNIK-Diagnoseexperten. Das Ergebnis dieser zweiten Evaluierungsstufe sind Risikoprioritäten. Da die Bandbreite an Risikoprioritäten groß ist, wurden sie in Klassen unterteilt. Die niedrigsten Risikoprioritäten stellen ein unauffälliges, also normales Schwingungsverhalten dar und fallen in die Klasse 1. Ein auffälliges Schwingungsverhalten fällt in die Klasse 2 bis 5 („auffällig“ bis „schwerwiegend“), je nachdem, ob

und wie häufig normative Grenzwerte überschritten wurden und wie bedeutsam das bewertet wurde. Natürlich muss zuvor unterschieden werden, ob es sich um Maschinenschwingungen in mm/s oder in m/s^2 oder um Wälzlagerschwingungen handelt. Denn daraus ergeben sich Unterschiede bei der Wahl der Beurteilungsgrößen und den normativen Grenzwerten der ersten Evaluierungsstufe. Darauf wird im nachfolgenden Kapitel genauer eingegangen.

Aus den Risikoprioritätsklassen werden pro WEA zwei KPI berechnet. Der erste stellt den maximalen Klassenwert da, der ermittelt wurde. Er zeigt direkt an, ob sehr kritische Zustände vorliegen unter Einbezug normativer und interner Gewichtungen. Der zweite KPI ist der Mittelwert aus allen Klassen. Er beinhaltet somit Information zum Schwingungsverhalten sämtlicher Hauptkomponenten und gibt ein Gesamtbild des Schwingungsverhaltens der WEA.

b) Nutzen von genormten Kennwerten für Triebstrangschwingungen

Als Grundlage zur Klassifizierung der Quantile dient im ersten Evaluierungsschritt die DIN ISO 10816-21 bzw. VDI 3834. Sie spezifiziert Grenzwerte für Maschinenschwingungen an den Hauptkomponenten einer WEA auf Basis von Messungen an nicht-rotierenden Teilen. Die Beurteilungsgrößen sind dabei breitbandig gemessene Effektivwerte von Schwinggeschwindigkeit und Schwingbeschleunigung. Die Grenzwerte mit den zugehörigen Frequenzbereichen sind in Bild 5 für die Hauptkomponenten des Triebstranges dargestellt.

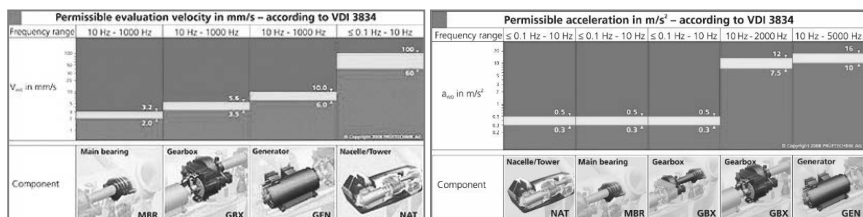


Bild 5: Grenzwertangaben gem. DIN ISO 10816-21 für die Effektivwerte nach Komponenten; Quelle [1]

c) Nutzen von genormten Kennwerten für Wälzlagerschwingungen

Beurteilungsgrößen für Wälzlagerschwingungen sind die Effektivwerte und OP-Werte der Schwingbeschleunigung. Die DIN ISO 13373-3 gibt mit ihrem Schwingstärkediagramm eine Orientierung zum Zusammenhang zwischen RMS- und OP-Beschleunigungswerten im Frequenzbereich 10 Hz – 10 kHz. Deren Inhalte sind im Bild 6 dargestellt.

An großen und langsam drehenden Wälzlagerungen (z. B. dem Rotor-Hauptlager auf der langsamen Triebstrangseite) werden i.d.R. deutlich niedrigere Effektivwert-Amplituden ge-

messen als an kleinen, schneller laufenden Wälzlagern (z.B. einem Generatorlager oder abtriebsseitigen Getriebelager). Im Bereich $1 - 10 \text{ m/s}^2$ ist von einem exponentiellen Zusammenhang zwischen RMS- und OP-Werten auszugehen. Entsprechend kann eine Beurteilungsgrenze für langsam laufende, große Wälzlager definiert werden. Im Grün-Bereich A ist von einem „Gutzustand“ des Lagers auszugehen. Im Gelb-Bereich B bestehen Auffälligkeiten im Lager, was über Frequenz- und Zeitbereichsanalysen abzuklären ist. Im Rot-Bereich C befindet sich ein Lager in einem schlechten Zustand, der ebenfalls im Detail zu analysieren ist. Für RMS-Werte oberhalb 10 m/s^2 bleiben die Beurteilungsgrenzen konstant. Dies ist v.a. für kleinere Lager repräsentativ, die mit größeren Drehzahlen laufen. Natürlich muss erwähnt werden, dass extrem niedrige OP-Werte zwar im Bereich A liegen, jedoch ebenfalls auf einen Messfehler hinweisen können. Ein solcher Fehler sollte aber im Rahmen der CMS-Performance-Analyse abgefangen worden sein und ist deshalb hier nicht weiter abgegrenzt.

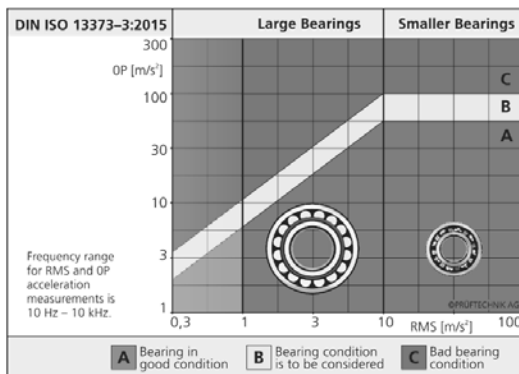


Bild 6: Grenzwertangaben gem. DIN ISO 10816-21 für die Effektivwerte nach Komponente;
Quelle [2] (enthält Ergänzungen seitens PRÜFTECHNIK)

d) Visualisierung der WE-Performance und KPI

Es wurde eine Darstellungsart definiert, die das spezifische Schwingungsverhalten einer WEA, d.h. Maschinenschwingung und Wälzlagerschwingungen zusammenfassend wiedergibt. Eine solche Darstellungsform ist das Sterndiagramm. Eine Sternspitze steht für eine Hauptkomponente und das Beurteilungskriterium. Bei den Hauptkomponenten wurde der Schwerpunkt auf die Triebstrangkomponenten Hauptlager (MBG/*), Getriebe (GBX/*) und Generator (GEN/*) gelegt, an denen sich auch direkt die Messstellen befinden. Beim Kriterium wird zwischen Maschinenschwingung (* /MBG, * /GBX, * /GEN) und Wälzlagerschwingung (* /BRG) unterschieden. Folgende Abbildung zeigt zwei exemplarische Sterndiagramme mit entsprechender Einordnung der Risikoprioritäten und des KPI.

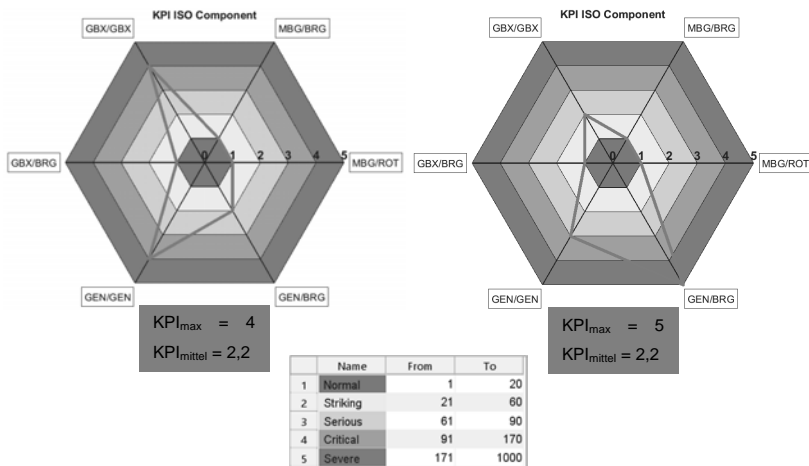


Bild 7: Beispiele mit auffälliger Maschinenschwingung am Getriebe und Generator (links) und auffälliger Wälzlagerschwingung an einer Generatorlagerung (rechts).

8. Anwendung auf systematisches Flotten-Monitoring

Die für jede WEA berechneten KPI können nun verwendet werden, um flottenübergreifend Diagnoseprioritäten zu vergeben. Dem Diagnose-Experten geben sie Anhaltspunkte, wie er seine Ressourcen verteilen sollte und worauf er sich fokussieren muss, um besonders kritische Auffälligkeiten innerhalb einer Vielzahl an WEA analysieren zu können.

Die Aggregation der Kennzahlen ist abhängig davon, auf welcher Ebene die Ergebnisse dargestellt werden sollen. Prinzipiell sind mehrere Ebene denkbar, zu Gunsten der praktischen Anwendbarkeit beschränken wir uns hier auf zwei Ebenen. Die Ebene 1 enthält die flottenübergreifende Darstellung der Gesamtheit der überwachten WEA und die aggregierten Kennzahlen, d.h. die WEA-KPI (KPI_{\max} und KPI_{mittel}). Beide WEA-KPI werden aus den Klassenwerten der Hauptkomponenten berechnet. Der KPI_{\max} ist der höchste Klassenwert, der KPI_{mittel} der Mittelwert aller Komponenten-Klassenwerte. Sie transportieren unterschiedliche Informationen. Der KPI_{\max} zeigt, ob und in welchem Maß eine Hauptkomponente ein auffälliges oder gar kritisches Schwingungsverhalten aufweist. Er zeigt somit nur die auffälligste Komponente an. Das Schwingungsverhalten der übrigen Komponenten wird nicht berücksichtigt. Der KPI_{mittel} hingegen repräsentiert das Gesamtschwingungsverhalten der WEA, glättet dafür das Maximum. Einen repräsentativen Gesamteindruck bekommen wir somit durch die Berücksichtigung beider Kennwerte, was die Diagnosepriorität definiert. Große Veränderungen hin zu hohen Werten bekommen die höchste Priorität (A). Große Veränderungen, die im Ergebnis zu kleineren KPI-Magnituden führen, bekommen die zweitgrößte Priorität (B). Große KPI-Werte, die stabil im Trend bleiben, sind mit Prio (C) belegt. Unverändert niedrige Werte (E) geben keine Indikation zur Notwendigkeit einer Prüfung. In der flottenübergreifenden Darstellung der Ebene 1 kann somit jeder WEA eine Prio A, B, C oder D zugeordnet werden. In Ebene 2 befinden sich die Klassenwerte der Hauptkomponenten, visualisiert im Sternendiagramm. Das folgende Bild 8 veranschaulicht das Prinzip.

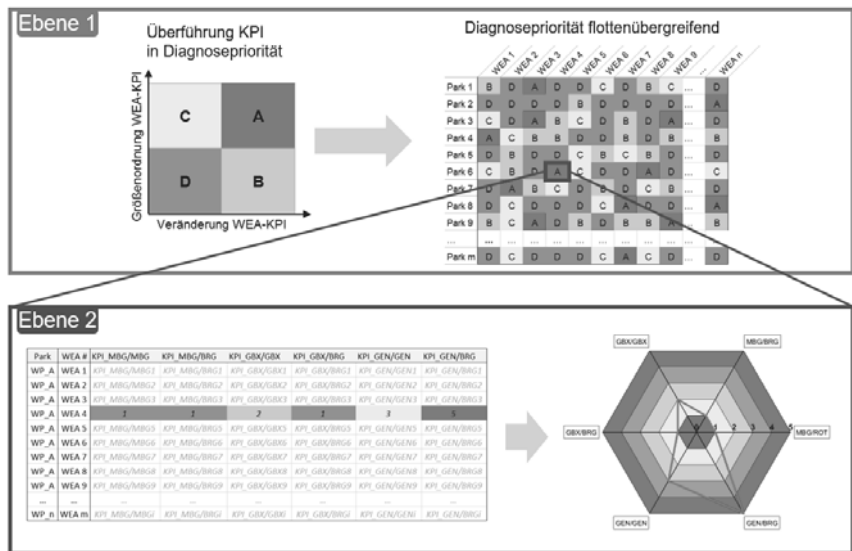


Bild 8: Schema zur Nutzung der KPI zur Ableitung der Diagnosepriorität und zur flottenübergreifenden Darstellung in Ebene 1 (oben) und Auflösung nach Komponenten und Sterndiagramm in Ebene 2 (unten).

- [1] DIN ISO 10816-21:2015: Mechanische Schwingungen – Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 21: Windenergieanlagen mit horizontaler Drehachse und Getrieben, 2015-08
- [2] DIN ISO 13373-3:2015-12: Zustandsüberwachung und –diagnostik von Maschinen – Schwingungs-Zustandsüberwachung – Teil 3: Anleitung zur Schwingungsdiagnose
- [3] VDMA 66412-1: Manufacturing Execution Systems (MES) Kennzahlen, 2009-10
- [4] VDI 4550 – Blatt 3: Schwingungsanalysen - Verfahren und Darstellung, Multivariate Verfahren; internes Arbeitspapier.

Potenziale zur Schwingungsreduktion durch eine Echtzeitregelung auf Basis der gemessenen Lasten im Antriebsstrang

Dr.-Ing. Andreas Vath, Dr.-Ing. Dietmar Tilch,
ZF Wind Power, ZF Industrieantriebe Witten GmbH, Lohr am Main

Kurzfassung

Die Basis für eine optimale Regelung zur Schwingungsreduzierung bei Windenergieanlagen ist im ersten Schritt die richtige messtechnische Erfassung der Schwingung in Echtzeit. Für eine optimale Drehmomentregelung in einem geschlossenen Regelkreis ist das dynamische Drehmoment im Antriebsstrang die entscheidende Größe über die mit entsprechenden Algorithmen eine aktive Dämpfung des Generators erfolgen kann.

Das Drehmomentsignal ist dann innerhalb weniger Millisekunden (quasi Echtzeit) bis zu einem Frequenzbereich von min. 20 Hz dem Regler bereitzustellen. Diese Anforderungen bezüglich der schnellen Übertragung und des notwendigen Frequenzbereichs werden Messungen der Blattlasten nicht liefern können. Daher ist es zwingend notwendig, die Drehmomente im Antriebsstrang dynamisch entsprechend den regelungstechnischen Anforderungen messtechnisch zu erfassen. Hierzu wurde ein berührungsloses und verschleißfreies, dynamisches Drehmomentmesssystem entwickelt. Das Drehmomentmessverfahren basiert auf der Torsion einer Welle bzw. des kompletten Getriebes, abhängig von dem anliegenden Drehmoment.

Zusätzlich wird auch das Potential aufgezeigt, welches mit einer Echtzeitregelung der Drehmomente im Antriebsstrang im Hinblick auf aktive Schwingungs- und Lastreduzierung möglich ist. Werden diese Schwingungen durch eine entsprechende Regelung reduziert, kann die dann freiwerdende dynamische Reserve genutzt werden, um die Leistung und damit den Energieertrag der Anlage zu steigern. Neben der Leistungssteigerung führen die reduzierten Schwingungen auch zu einer höheren Lebensdauer der Antriebsstrangkomponenten. Zusätzlich lässt sich anhand der Drehmomentsignale ein Massenunwucht sowie eine aerodynamische Unwucht erkennen und quantifizieren. Werden dynamische Unwuchten der Rotorblätter nur im Pitch-Betrieb erkannt, so kann dadurch auf eine ungleichmäßige Pitch-Aktivität geschlossen werden.

1. Einleitung

Nach aktuellem Stand der Technik wird der Antriebsstrang von Windenergieanlagen indirekt auf Basis der Generatordrehzahl und der elektrischen Größen geregelt. Nach Erreichen der Nennleistung erfolgt die weitere Drehzahlregelung mit Hilfe der Pitch-Regelung, die im Vergleich zu den Möglichkeiten einer Regelung über den Generator recht träge ist. Die Erfassung der Blattlasten in zukünftigen Anlagen werden hier weitere Informationen für die Optimierung der Pitch-Regelung insbesondere Individual Pitch-Regelung (IPC) der Anlage liefern.

Für eine optimale Antriebsstrangregelung – insbesondere zur Reduzierung der mechanischen Schwingungen im Antriebsstrang – ist im ersten Schritt die richtige messtechnische Erfassung des Drehmoments mitsamt seinen dynamischen Anteilen erforderlich.

Eine Bereitstellung dieser Information in Echtzeit an den Anlagen-Controller eröffnet hier die Möglichkeit einer aktiven, breiten Dämpfung aller Antriebsstrangschwingungen über den Generator. Ein so optimierter Anlagenbetrieb vermeidet aktiv Überlastungen zentraler Triebstrangkomponenten und bewirkt somit eine nachhaltige Reduzierung der Wartungs- und Betriebskosten von Windenergieanlagen und eine Verlängerung der Lebensdauer der Anlagenkomponenten.

2. Messung der Dynamik im Antriebsstrang

2.1 Drehmomentmessprinzip

Aufgrund der bei Windenergieanlagen gegebenen Eingangsdrehmomente im Bereich mehrerer Mega-Newton-Meter ist der Einsatz marktverfügbarer Drehmomentsensoren nicht möglich. Auch kommen aufgrund der notwendigen Langlebigkeit Labormessverfahren wie z.B. Dehnungsmessstreifen nicht in Frage.

Für das hier beschriebene Messverfahren wird daher die Torsion der mechanischen Hauptelemente des Antriebsstrangs erfasst, sowohl die der Rotorwelle als auch des kompletten Getriebes. Die Messung erfolgt dabei mit zeitlich und winkelteilig hochauflösenden Drehgebern, die getriebeeingangsseitig auf zwei Stellen der Rotorwelle sowie auf der schnelllaufenden Welle am Getriebeausgang angebracht sind.

Vergleicht man die sich ergebenden Winkelmesspositionen der einzelnen Drehgeber in Echtzeit, so offenbaren sich Differenzen, die der momentanen Torsion zwischen den jeweiligen Messstellen entsprechen. Der prinzipielle Aufbau der Drehzahl- und Drehmomenterfassung in Getrieben von Windenergieanlagen ist in Bild 1 dargestellt.

Als Geberstruktur können entweder direkt die Verzahnungen der einzelnen Stufen oder auch zusätzlich aufgebrachte Strukturen verwendet werden. Die Erfassung der Drehpositionen sowie Drehzahlen erfolgt mit Hilfe von berührungslosen Sensoren. Durch Multiplikation des Verdrehwinkels mit dem Steifigkeitsanteil der Getriebeeingangs- und -ausgangswelle ergibt sich das Drehmoment im Antriebsstrang in seiner absoluten Größe sowie auch seinem dynamischen Verlauf.

Das Messprinzip kann sowohl in das Getriebe integriert oder alternativ auf Windenergieanlagen nachgerüstet werden. Die so ermittelten dynamischen Drehzahl- und Drehmomentinformationen werden über ein Bussystem direkt der Anlagensteuerung zugeführt, sodass der Betrieb der Windenergieanlage auf Basis der real gemessenen Dynamik optimiert werden kann.

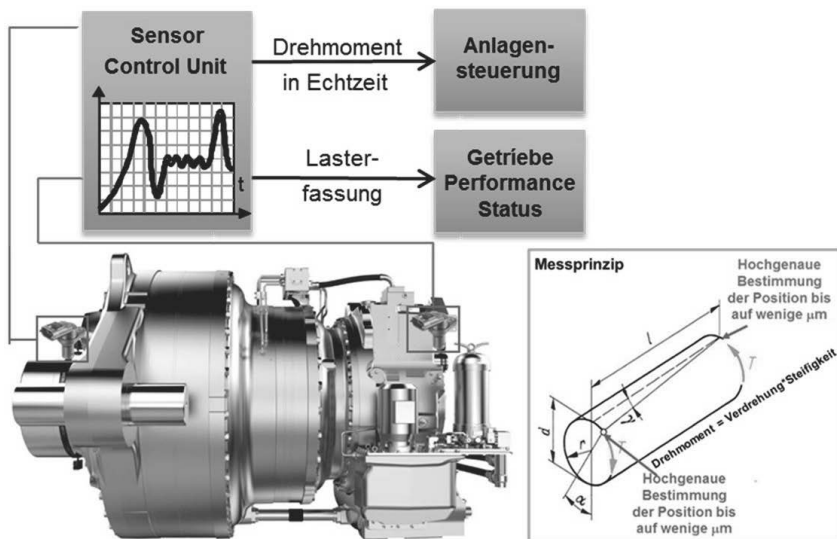


Bild 1: Drehmomentmessung im Antriebsstrang

2.1 Messdaten von Windenergieanlagen

Beispielhaft ist in Bild 2 der gemessene Drehmomentverlauf im Antriebsstrang einer 2 MW Windenergieanlage skaliert dargestellt. Hier lässt sich gut erkennen, dass das reale Moment um das Nennmoment mit unterschiedlichen Frequenzen schwingt, wie auch die Frequenzanalyse in Bild 2 zeigt.

Die Hauptamplitude zeigt sich bei dieser Messung bei der 3-fachen Rotordrehfrequenz (3P) aufgrund von Windscherung und Turbulenzen in der Rotorebene. Wie im Zeitbereich von 590 s bis 600 s zu erkennen ist, entstehen hier Momente, die das Nennmoment der Anlage um bis zu 25% übersteigen. Diese signifikanten, dynamischen Lastüberhöhungen entstehen durch die Überlagerung von Schwingungen verschiedener Frequenzen. Sie sind in den aufgezeichneten Drehmomentzeitsignalen immer wieder zu finden und führen zu deutlichen Mehrbelastungen der Komponenten im Antriebsstrang. Diese teilweise unzulässigen Lasten können die Lebensdauer bestimmter Bauteile deutlich reduzieren, sodass die Auslegungslbensdauer des Getriebes nicht erreicht wird.

In Kapitel 3 wird eine Möglichkeit aufgezeigt, die dynamisch bedingten Überlasten im Antriebsstrang durch ein als „Active Torque Control“ bezeichnetes Verfahren auf Basis der gemessenen Drehmomente aktiv auf ein Minimum zu reduzieren.

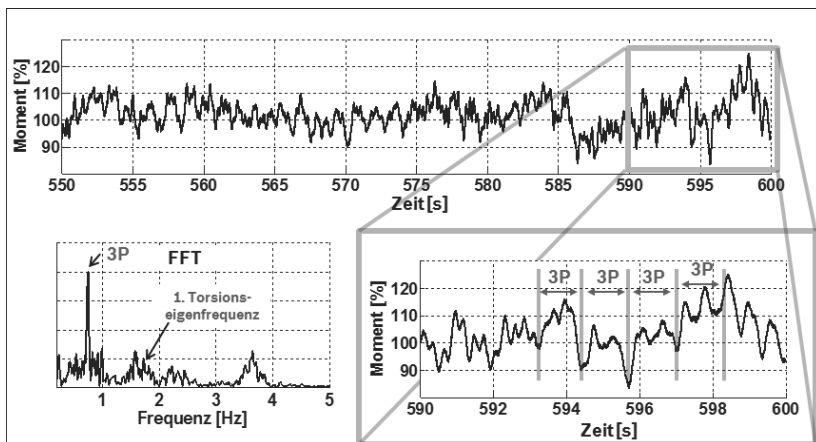


Bild 2: Gemessenes Drehmoment der Hauptwelle im Zeit- und Frequenzbereich

2.3 Potential zur Ertragssteigerung

Die optimale wirtschaftliche Ertragsleistung einer Windenergieanlage hängt von mehreren Faktoren ab. Einer maximalen Energieerzeugung sind dabei auch immer die Kosten für den zuverlässigen Betrieb gegenüber zu stellen. Darin enthalten sind neben Wartungskosten auch Abschreibungen bzw. Versicherungskosten für eine ggf. vorzeitige Erneuerung zentraler Komponenten, wie z.B. des Getriebes.

Den Prototyp eines optimalen Performers stellt ein Antriebsstrang dar, der entsprechend seiner (Nenn)-Auslastung betrieben wird, darüber hinaus aber Überbelastungen vermeidet. Da Belastungen maßgeblich über den Drehmomentverlauf im Antriebsstrang eingebracht werden, ist eine durchgängige Überwachung desselben als eine neue Technologiegrundlage für den optimierten Betrieb und die Regelung der Anlagen anzusehen.

Auch für die Betriebsführung allgemein ergeben sich neue Ansätze, wie in Bild 3 dargestellt ist. Der aktuelle Stand der Technik zielt auf eine Regelung der Anlagen auf der Basis ihrer Nennleistungen gemäß der Anlagenkennlinie ab. Während dieser Betrieb für manche Anlagen bereits (insbesondere aufgrund der Dynamik) eine Überlast darstellt, werden die Kapazitäten anderer Anlagen damit nicht vollständig ausgenutzt. Vorgeschlagen wird daher eine Betriebssteuerung der Anlagen auf der Basis der realen momentanen Belastungen. Damit lässt sich eine optimierte Nutzung aller Anlagen erreichen. Insbesondere mit der zusätzlich genutzten Möglichkeit der aktiven Dämpfung von Triebstrangschwingungen wird auf diese Weise durchgängig eine aktive Prävention von Schädigungen möglich.

Im Rahmen eines derart optimierten Betriebes ergibt sich ferner die Möglichkeit, einen Teil der Sicherheitsreserve in der Getriebeauslegung für die Steigerung der Performance zu nutzen. Dieser Leistungssteigerung würde dabei kein erhöhtes Verschleißrisiko gegenüberstehen, da sie durchgängig dynamisch beherrscht ist.

Die Möglichkeit einer aktiven Vermeidung von Schädigungen steigert unmittelbar die Zuverlässigkeit der Anlage und bewirkt parallel eine deutliche Reduzierung der Wartungs- und Reparaturkosten. Mit aktiver Dämpfung im Antriebsstrang werden auch Belastungen der Rotorblätter, der Gondel sowie des Turmes und des Fundamentes reduziert. Hieraus ergibt sich ein zusätzlicher Nutzen, der die Gesamtnutzungsdauer der Windenergieanlage erhöht.

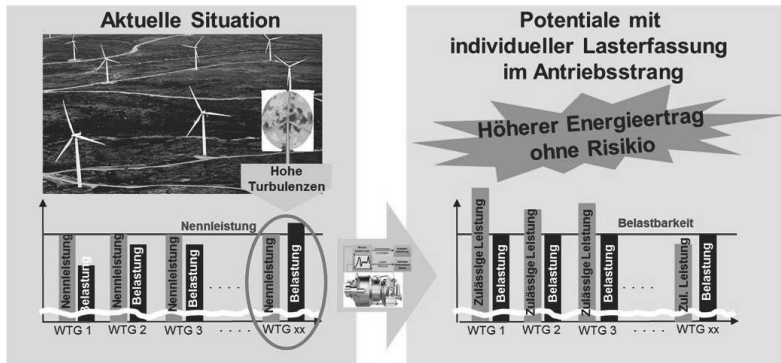


Bild 3: Potential der Leistungs- und Ertragssteigerung auf Basis der realen Lasten im Antriebsstrang

Die Möglichkeit des Monitorings der realen Belastungen bietet ferner die Möglichkeit einer Lastakkumulation über die Betriebsdauer hinweg. Damit lassen sich aufgelaufene Lastkollektive mit den Auslegungslasten des Herstellers vergleichen. Dieser Weg ermöglicht erstmalig eine Kalkulation der verbrauchten bzw. der noch aktiv zur Verfügung stehenden Lebensdauer der zentralen Komponenten im Antriebsstrang.

Gegenüber dem konventionellen Condition Monitoring, bei dem lediglich versucht wird, bereits entstandene Schäden möglichst frühzeitig zu entdecken, ergeben sich aus einer Betrachtung der noch verfügbaren Lebensdauerreserve ganz neue Entscheidungsmöglichkeiten zur optimalen Ausnutzung des Betriebslebens einer Windenergieanlage.

2.4 Unwuchterkennung des Rotors

Rotorunwuchten können zu deutlich höheren Lasten für die Komponenten von Windenergieanlagen und zusätzlich noch zu Leistungsverlusten führen. Unterschiedlich schwere Rotorblätter haben eine Massenunwucht zur Folge. Aerodynamische Abweichungen der einzelnen Rotorblätter untereinander oder auch Pitch-Fehler der einzelnen Blätter verursachen aerodynamische Unwuchten. Anhand der gemessenen Drehmomentsignale können die Rotorunwuchten ermittelt werden, wie es in Bild 4 und Bild 5 dargestellt ist. In dem sogenannten Wasserfalldiagramm ist die Amplitude der Drehmomentschwankung über der Frequenz und der Rotordrehzahl aufgetragen. Die Rotorunwuchten treten mit der ersten Ordnung der Rotordrehfrequenz (im Diagramm mit 1P bezeichnet) auf.

Das Bild 4 zeigt eine Anlage mit einer hohen Amplitude bei der ersten Ordnung der Rotordrehfrequenz über den kompletten Drehzahlbereich. Hieraus lässt sich dann eindeutig auf einen Massenunwucht des Rotors in dieser Anlage schließen.

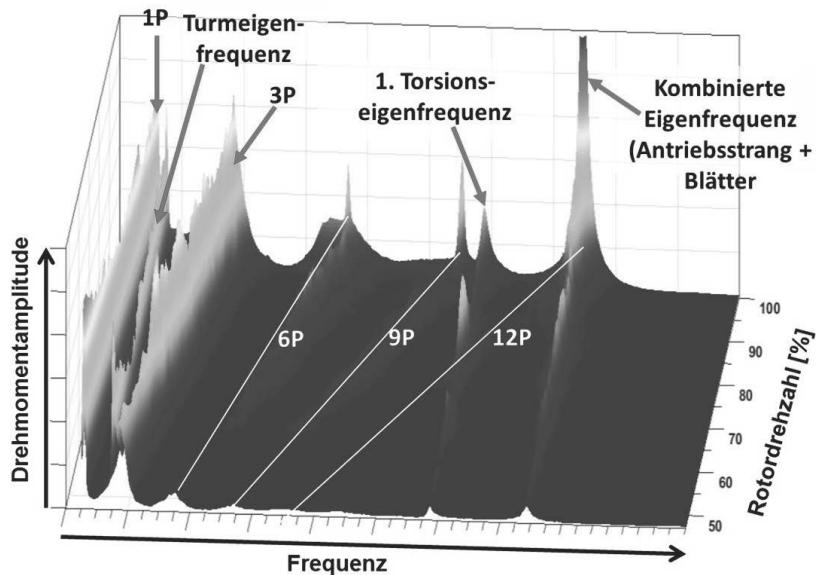


Bild 4: Windenergieanlage mit einer Massenunwucht

Bild 5 zeigt ein Wasserfalldiagramm einer weiteren Windenergieanlage mit einer aerodynamischen Unwucht. In diesem Diagramm ist die erste Ordnung der Rotordrehfrequenz bei kleinen Windgeschwindigkeiten sehr klein. Erst bei Nenndrehzahl und hohen Drehmomenten ist hier eine deutliche Amplitude in der ersten Ordnung der Rotordrehfrequenz zu erkennen, was auf eine aerodynamische Unwucht des Rotors oder auf unterschiedliche Blattwinkel im Pitch-Betrieb schließen lässt.

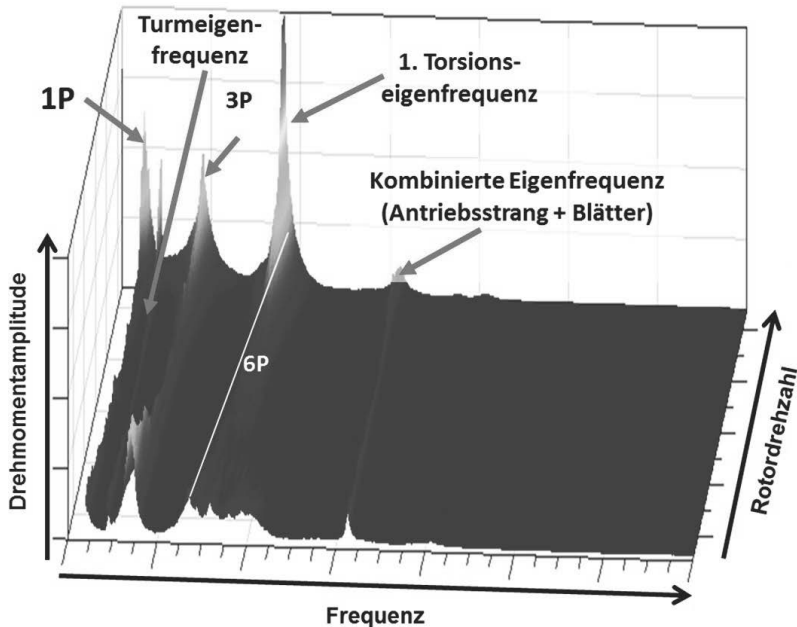


Bild 5: Windenergieanlage mit einer aerodynamischen Unwucht

In beiden Fällen hat der Betreiber der Anlage hier jetzt die Möglichkeit den Rotor neu auszuwuchten zu lassen bzw. die Ursache der aerodynamischen Unwucht zu beheben. Dies führt dann zu verringerten dynamischen Lasten und kann auch zur Ertragssteigerung beitragen.

3. Reduzierung der Dynamik im geschlossenen Regelkreis mit Active Torque Control

Die Regelung des Drehmomentes im Antriebstrang von Windenergieanlagen erfolgt anhand einer vorgegebenen Drehzahl-Drehmomentkennlinie. Das am Generator gemessene Drehzahlssignal wird zunächst entsprechend gefiltert, damit die Turbulenzen im Wind, Windscherung, Turmvorstau usw. nicht noch durch die Drehmomentregelung verstärkt werden. Da bei dieser Art der Regelung keine Schwingungen des Triebstrangs aktiv gedämpft werden, wird diese Art im weiteren Verlauf als Regelung „ohne Dämpfung“ bezeichnet. Die hier beschriebene Regelung „ohne Dämpfung“ ist in der Übersicht der verschiedenen Möglichkeiten der Antriebsstrangregelung siehe Bild 6 ganz oben dargestellt.

Bei Verwendung der Generatordrehzahl ist eine Dämpfung der ersten Torsionseigenfrequenz, wie in Bild 6 in der Mitte dargestellt, gut möglich. Hier werden von den Herstellern der Windenergieanlage verschiedene Algorithmen eingesetzt, die diese Schwingungen in den meisten Betriebszuständen recht gut reduzieren können. Hierbei muss bei der Auswahl der Regelungsparameter darauf geachtet werden, dass es hier nicht zu einer Anregung im Bereich weiterer Eigenfrequenzen des Systems kommt.

Das Prinzip des geschlossenen Regelkreises auf Basis der gemessenen Drehmomente (siehe unten im Bild 6) – auch „Active Torque Control“ (ATC) genannt – basiert auf der Berechnung eines additiven Drehmomentes für den Generator auf Basis der dynamischen Getriebetorsion. Diese Torsion wird mit Hilfe der Winkeldifferenz zwischen der Getriebeeingangs- und Ausgangswelle ermittelt, die mit dem bereits in Bild 1 dargestellten Sensorsystem gemessen wird. Hierbei ist es möglich, weitestgehend auf alle Filter zu verzichten und damit im komplett relevanten Frequenzbereich alle Schwingungen sehr gut zu dämpfen. Durch die Vermeidung von Filtern ist das Drehmomentsollsignal im geschlossenen Regelkreises für alle Eigenfrequenzen automatisch phasenrichtig. Dies führt dann zu sehr guten Resultaten im Bereich der Antriebsstrangdämpfung auf Basis der gemessenen Lasten. Ein unbeabsichtigtes Aufschwingen wird zudem sicher vermieden.

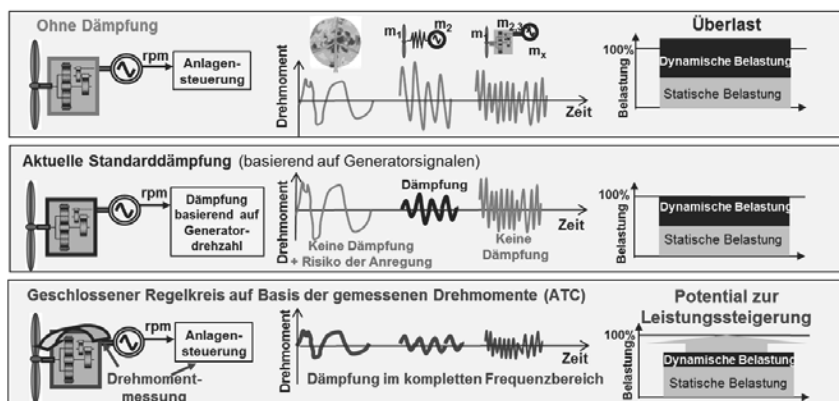


Bild 6: Übersicht der verschiedenen Möglichkeiten der Antriebsstrangregelung

Im Bild 7 sind die Ergebnisse aus einer detaillierten Mehrkörpersimulation einer Windenergieanlage der Leistungsklasse 2 MW bei einer Windgeschwindigkeit von 10m/s mit und ohne

Active Torque Control dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass ATC eine deutliche Reduzierung der Dynamik im Drehmoment sowie auch in der Drehzahl bewirkt. Diese Dynamikreduzierung führt zu geringeren Belastungen der Bauteile im Antriebsstrang und damit zu einer längeren Lebensdauer der Komponenten. Des Weiteren wird durch ATC die bei der Auslegung benötigte Dynamikreserve reduziert, was bei gleichem Materialeinsatz zu einer höheren Leistungsdichte führt. Wird ATC dagegen in bereits bestehenden Anlagen nachgerüstet, sind Leistungssteigerungen bis zu 5% möglich und damit höhere Energieerträge bei gleicher Belastung von Antriebskomponenten wie z. B. dem Getriebe.

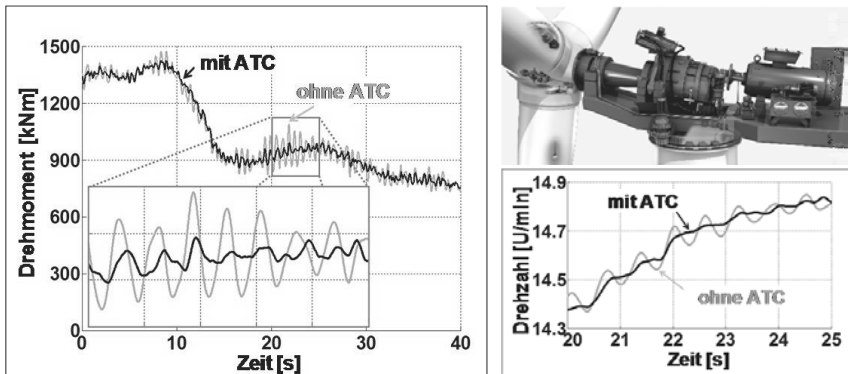


Bild 7: Simulationsergebnisse mit ATC bei einer mittleren Windgeschwindigkeit von 10m/s

Der größte Vorteil von ATC verglichen mit der Standardtriebstrangdämpfung, die bei den meisten Herstellern von Windenergieanlagen eingesetzt wird, lässt sich sehr leicht im Frequenzspektrum des Drehmomentes erkennen, siehe Bild 8.

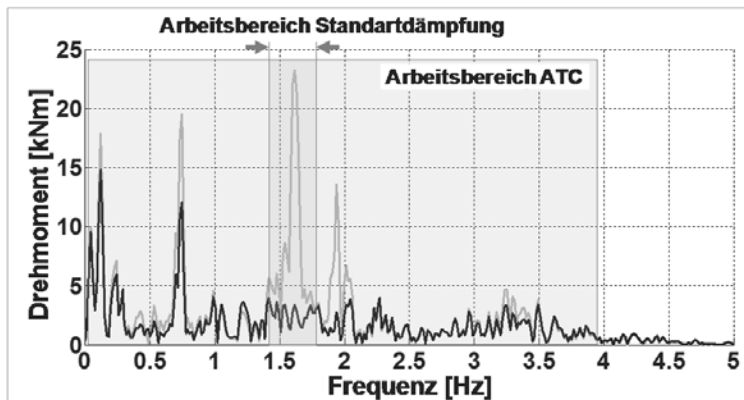


Bild 8: Simulationsergebnisse mit ATC im Frequenzbereich bei Nenndrehmoment

Bei der Standardtriebstrangdämpfung wird mit Hilfe eines Bandpasses oder auch modellbasiert die 1. Torsionseigenfrequenz, die üblicherweise zwischen 1,4 Hz und 1,9 Hz liegt, gut gedämpft. Im Gegensatz dazu reduziert ATC die Schwingungsamplituden im Bereich von 0,1 bis ca. 10 Hz. Damit werden hier neben der 1. Torsionseigenfrequenz auch die anregenden Frequenzen gedämpft, die aus den vielfachen der Rotordrehfrequenz kommen. In den Messungen in Bild 2 wurde bereits gezeigt, dass insbesondere die 3-fache Drehfrequenz des Rotors zu hohen Amplituden führt, die durch den Einsatz von ATC reduziert wird.

Neben der Mehrkörpersimulation wird ATC auch auf Windenergieanlagen im Feld getestet, siehe Bild 9. Die Messungen zeigen sowohl eine sehr gute Reduzierung der Torsionsbelastung im Antriebstrang als auch der Drehzahlschwankungen. Somit bestätigen die Messungen in der Praxis die sehr guten Dämpfungsergebnisse, die in der Mehrkörpersimulation ermittelt wurden.

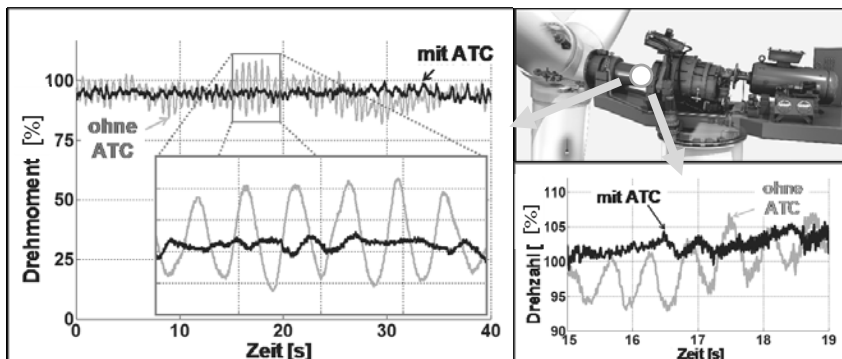


Bild 9: Messergebnisse mit Active Torque Control auf einer Windenergieanlage im Feld

4. Zusammenfassung

Mit Hilfe einer berührungslosen und damit verschleißfreien Messung der Drehmomente im Antriebsstrang von Windenergieanlagen ist eine Ertragssteigerung bei gleichzeitiger Reduzierung der dynamischen Lasten möglich. Die Ertragssteigerung wird dadurch erreicht, dass die Information des Drehmoments in Echtzeit genutzt wird, um die Leistungskennlinie der Anlage dynamisch an die unterschiedlichen Betriebszustände anzupassen. Des Weiteren werden verschiedene Sonderereignisse z. B. Sturmabschaltung, Regelverhalten bei Sturmböen usw. erfasst und auch aufgezeichnet, die im weiteren Verlauf für die Optimierung der Anlagenregelung verwendet werden.

Zusätzlich dienen die Drehzahl- und Drehmomentsignale im Antriebsstrang als Eingangsgröße für Active Torque Control, was das Drehmoment des Generators so regelt, dass die dynamischen Lasten deutlich reduziert werden. Dieses Verfahren verringert in einem weiten Frequenzbereich die Schwingungen im Antriebsstrang und geht damit deutlich über den aktuellen Stand der Technik hinaus, bei der durch die Regelung meist nur die Dämpfung der ersten Torsionseigenschwingung erfolgt.

Durch die Reduzierung der Schwingungen im Antriebsstrang auf Basis der Drehmomentsignale ist eine Leistungs- und Energieertragssteigerung von bereits bestehenden und neuen Windenergieanlagen möglich, bei gleichzeitiger Reduzierung der Instandhaltungskosten. Dies führt in Summe zu einer nachhaltigen Reduzierung der Stromgestehungskosten.

Innovatives Schwingungstilgerkonzept zur Reduktion von Turmschwingungen

Dipl.-Wirt.-Ing. **Tobias Schumacher**,
ESM Energie- und Schwingungstechnik Mitsch GmbH, Heppenheim

Kurzfassung

Die ausgedehnten Strukturen von Windenergieanlagen (WEA) können durch Wind, Wellen oder Kräfte aus dem Betrieb der Anlage zu Schwingungen angeregt werden. Besonders starke Schwingungen treten auf, wenn die genannten Anregungsfrequenzen auf Eigenfrequenzen der Windradstruktur treffen und in Resonanz gehen. Starke niederfrequente Schwingungen können insbesondere für den Turm oder die Blätter lebensdauermindernd sein. Schwingungstilger (Tilger) können diese Schwingungen verhindern und erweitern damit die Möglichkeiten des Konstrukteurs größere und leichtere Strukturen zu planen. Pendeltilger oder die neuartigen kompakten Rolltilger werden in Türmen zum Reduzieren der 1.Turmeigenschwingung eingesetzt. Insbesondere die Rolltilger erlauben durch ihre kompakte Bauweise neue Anwendungen auch für adaptive und aktive Technik.

Abstract

The large structures of wind turbines are subject to vibrations due to wind, waves and operational forces. Especially when excitation frequencies hit natural frequencies of the turbine, large vibrations can occur which may significantly reduce the life time of tower and blades. Tuned mass dampers (TMD) can help avoiding critical vibrations and therefore allow to design larger and more light-weight structures. Pendulum tuned mass dampers or the new compact rolling mass absorber (RMA) are used for reducing tower vibrations in the first tower bending mode. Especially the compact design of the RMA opens field of new applications also for active and adaptive technology.

1. Einleitung

Schwingungstilger werden in verschiedenen technischen Bereichen zur Reduzierung von Schwingungen und Körperschall eingesetzt. Im Hochbau finden sie häufig zur Vermeidung von Schäden bei Erdbeben oder zur Verringerung windinduzierter Bewegungen von Hochhäusern oder Schornsteinen Verwendung. Im Automobilbau ist der Schwingungstilger seit

vielen Jahren Mittel zur Optimierung des Innengeräusches und zur Verminderung von Strukturschwingungen von Kraftfahrzeugen.

In der Windkraftbranche kommen vor allem zwei Arten von Schwingungstilgern zum Einsatz: Schwingungstilger gegen niederfrequente Schwingungen, um z.B. höhere Stahltürme realisieren zu können, und Tilger gegen störenden Körperschall. Turmtilger werden bei On- und Offshore-Windenergieanlagen während der Errichtung oder im Dauereinsatz verwendet.

2. Funktionsweise von Tilgern

In Windenergieanlagen kommen passive, adaptive und aktive Schwingungstilger zum Einsatz, wobei aufgrund der niedrigeren Kosten und der geringeren Störanfälligkeit häufig passive Tilger bevorzugt werden.

Ein passiver Schwingungstilger ist ein gedämpftes Feder-Masse-System, das mit dem zu beruhigenden System (z.B. Turm) verbunden ist. Infolge der Abstimmung auf dessen Eigenfrequenz baut sich durch die Anregung des schwingenden Systems eine Gegenschwingung auf, durch die die Amplituden eines in seiner Resonanzfrequenz schwingenden Bauteils deutlich reduziert werden.

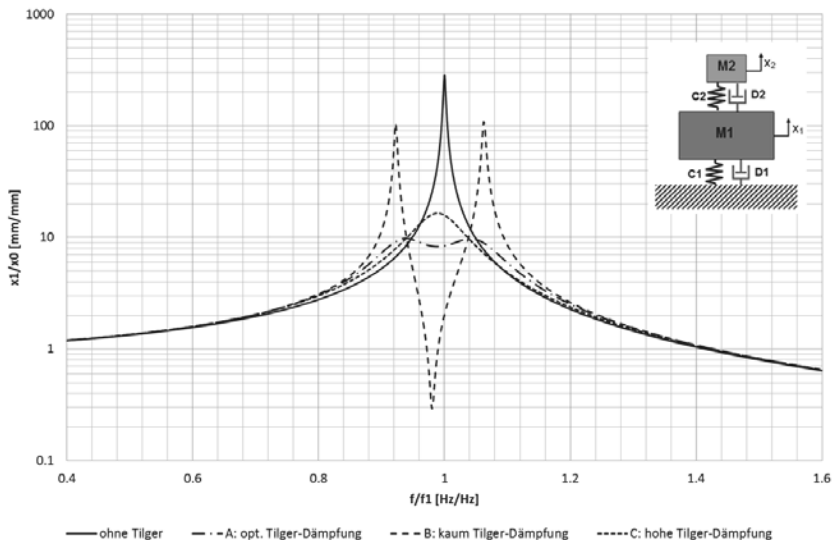


Bild 1: Wirkungsweise eines passiven Tilgers (Bezogene Amplitude Hauptsystem)

In dem veränderten Feder-Masse-System bilden sich links und rechts der vorigen Resonanzfrequenz zwei neue Verstärkungsbereiche aus, deren Höhe je nach Dämpfung des Tilgers unterschiedlich ausfällt (vgl. Linie A und B in Bild 1), bis dahin, dass sie ab Überschreitung einer bestimmten Dämpfung praktisch zu einem breiten „Peak“ verschmelzen (vgl. Linie C in Bild 1). Das grundsätzliche Funktionsprinzip von passiven Tilgern ist dabei für alle Frequenzbereiche gleich.

Bei der Auslegung des Tilgers müssen Steifigkeit (C_2), Masse (M_2) und Dämpfung (D_2) optimal auf die schwingende Struktur abgestimmt werden. Die Feder kann dabei beispielsweise eine Stahlfeder, ein Elastomerelement, ein Pendel oder auch eine Laufbahn mit entsprechenden rückstellenden Eigenschaften sein. Die notwendige Dämpfung kann über Materialdämpfung eines Elastomers, viskose Flüssigkeits- oder Wirbelstromdämpfung erzeugt werden. Die Tilgermasse richtet sich nach der schwingenden Masse des zu beruhigenden Systems und sollte für optimale Funktion bei etwa 10 % liegen. In der Praxis finden insbesondere bei Turmtilgern aus Gewichts-, Platz- und Kostengründen oft deutlich niedrigere Massen Verwendung.

Ein Spezialfall des passiven Tilgers ist der adaptive Tilger, bei dem die Frequenz über einen Steuer- oder Regelmechanismus während des Betriebs verändert werden kann. Dadurch wird es möglich, den Tilger mit sehr wenig Dämpfung auszuführen, so dass in seinem Arbeitspunkt eine sehr starke Wirkung erzielt werden kann (siehe Linie B in Bild 1), wobei durch die Adaptivität die kritischen Frequenzbereiche rechts und links des Arbeitspunktes vermieden werden können.

Beim aktiven Tilger werden Frequenz, Amplitude und Phase der aufgebrachten Kraft so geregelt, dass sich Stör- und Tilgerkraft gegenseitig aufheben. Dadurch kann ein schwingendes System in einem weiten Frequenzbereich beruhigt werden.

3. Turmschwingungen

Türme von Windenergieanlagen werden durch Wind und Wellen (Offshore) sehr häufig zu Schwingungen in der 1. Turmeigenfrequenz angeregt. Seltener treten auch Schwingungen der 2. Turmeigenfrequenz auf. Die Türme sind in den letzten Jahren kontinuierlich höher geworden, wodurch sich die Frequenzen der ersten und zweiten Turmeigenschwingung weiter nach unten verschieben und die Türme anfälliger gegenüber Anregung durch Wind und Wellen werden. Im Offshorebereich führen auch die üblicherweise günstigeren Monopiles in der Regel zu einer tendenziell höheren Schwingungsanfälligkeit der Anlage als beispielsweise Jacket-Gründungen. Türme von Windenergieanlagen sind auch während der Errichtung an-

fällig für Wind- und Wellenanregung, da zu diesem Zeitpunkt die dämpfende Wirkung der Blätter fehlt.

Mögliche Gegenmaßnahmen sind der Einbau von Dämpfungselementen oder von Schwingungstilgern. Schwingungstilger für die erste Turmeigenschwingung stehen in verschiedenen Bauformen zur Verfügung. In der Literatur werden u.a. pendelnde Metallringe in einem großen Öltank [1] oder Tilger nach dem Prinzip von schwingenden Flüssigkeitssäulen [2] beschrieben. Daneben werden gedämpfte Pendel zur Minimierung der Auslenkungsamplituden der ersten und zweiten Turmeigenfrequenz verwendet. Um eine effektive Wirkung zu erreichen, müssen diese Pendeltilger entsprechend große Massen und Dämpfungen aufweisen.

4. Kinetisch äquivalente Masse

Eine wichtige Auslegungskenngröße ist das Massenverhältnis zwischen schwingender Masse des Hauptsystems und Tilgermasse. Als schwingende Masse des Hauptsystems wird dabei die sogenannte kinetisch äquivalente Masse verwendet. Diese errechnet sich als theoretische Punktmasse am Tilgeranbringungspunkt aus der kontinuierlichen Massenverteilung mit der entsprechenden Schwingform, indem die kinetische Energie beider Systeme gleichgesetzt wird (vgl. Bild 2).

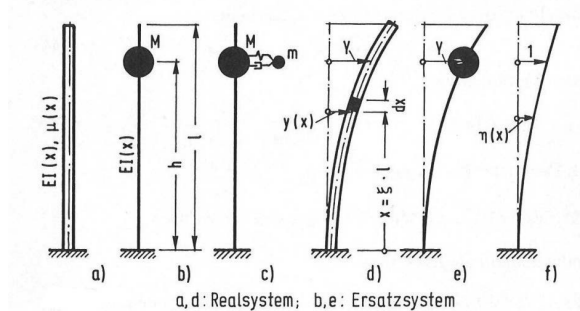


Bild 2: Kinetisch äquivalente Masse (aus [3])

Die kinetisch äquivalente Masse errechnet sich dann zu $M = \int_0^l \mu(x) \eta^2(x) dx$, wobei die Eigenform $\eta(x)$ an der Stelle der Tilgeranbringung zu 1 normiert sein muss. Damit wird sofort ersichtlich, dass immer anzustreben ist, den Tilger möglichst weit oben im Turm anzubringen, da bei tieferer Tilgeranbringung die kinetisch äquivalente Masse stark ansteigt und damit auch eine entsprechend größere Tilgermasse benötigt wird.

5. Pendeltilger für die 1. Turmeigenfrequenz

Eine klassische Tilgerausführungsform ist der Pendeltilger (vgl. Bild 3), wobei die Masse über eine lange Pendelstange mit einem Kardan- oder Gummikugelgelenk oben mit dem Turm verbunden ist. An der Masse greifen zusätzliche Dämpfer an, für die zwei beispielhafte Positionen in Bild 3 dargestellt sind, schräg nach oben angeordnet (Position 1) oder horizontal unterhalb der Masse (Position 2). ESM hat hierzu spezielle Dämpfer entwickelt, deren Dämpfungseigenschaften über einen weiten Temperaturbereich weitgehend konstant sind. Zusätzlich kann über eine vertikal nach unten angeordnete Einstellfeder die Frequenz des Tilgers auf die jeweilige Turmfrequenz angepasst werden.

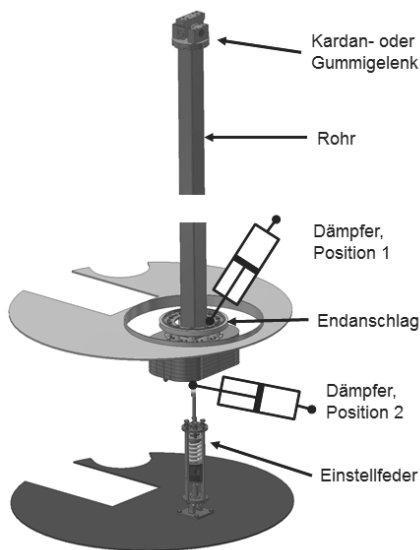


Bild 3: ESM-Pendeltilger für 1. Turmeigenfrequenz im Bereich von ca. 0,2Hz

6. Rolltilger für die 1. Turmeigenfrequenz

Eine im Vergleich dazu wesentlich kompaktere Bauform bietet der innovative Rolltilger von ESM (s. Bild 4). Hier fährt die Masse in Form eines Laufwagens auf einer gebogenen Führungsbahn. An dem Massewagen befindet sich eine mitrotierende Schwungscheibe, so dass die Eigenfrequenz des Tilgers durch die Biegung der Laufbahn und die Trägheit der Schwungscheibe bestimmt wird. Die exakte Einstellung der Tilgereigenfrequenz erfolgt durch

die einstellbare Massenträgheit der Schwungscheibe. Dabei lässt sich ein Einstellbereich von bis zu etwa $\pm 15\%$ realisieren.

Zusätzlich befindet sich zwischen Masse und Schwungscheibe ein Wirbelstromdämpfer, dessen Dämpfung einfach den jeweiligen Anforderungen entsprechend eingestellt werden kann. Weiterhin trägt ein hoher Schwingweg im Bereich von zwei bis vier Metern zur Effizienz des Rolltilgers bei. Aufgrund der kompakten Bauweise kann ein solcher Tilger sehr einfach im Turm eingebaut, oder besser noch direkt in oder sogar auf der Gondel installiert werden.

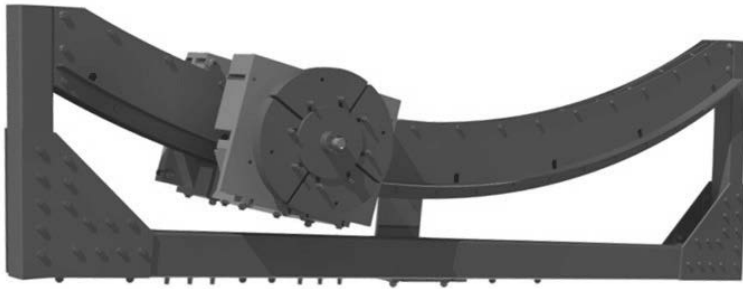


Bild 4: ESM-Rolltilger mit ca. 500kg schwingender Masse

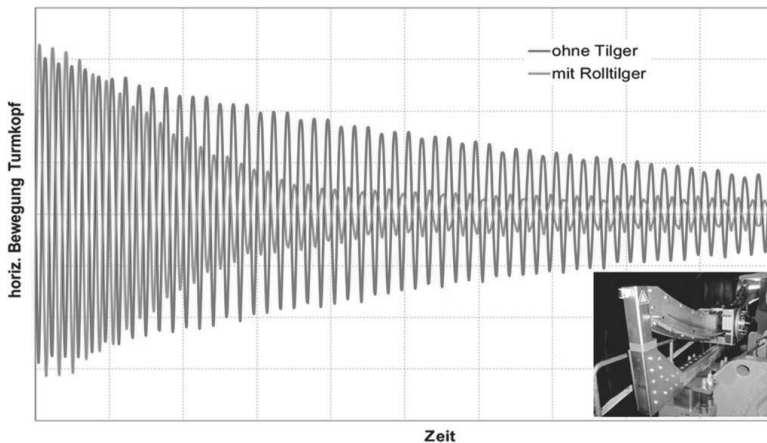


Bild 5: Ausschwingen einer 2MW-Anlage ohne und mit 500kg-Rolltilger

Messungen mit dem ESM-Rolltilger in einer 2MW-Anlage zeigen, dass mit einem Massenverhältnis im Promillebereich die Dämpfung der ersten Eigenschwingung des Turms um einen Faktor 3,5 erhöht wird. Bild 5 zeigt den Ausschwingvorgang des Turmes der 2MW-Anlage ohne und mit Rolltilger.

Im inzwischen mehr als 18-monatigen permanenten Betrieb dieses Rolltilgers unter verschiedenen Betriebszuständen und klimatischen Bedingungen hat sich die hohe Robustheit dieses Konzepts und die Konstanz seiner Funktionsparameter gezeigt und bewährt.

7. Anwendung des Rolltilgers

Im Vergleich zum Pendeltilger wirkt der Rolltilger lediglich einachsig. Die für Windenergieanlagen bedeutenden Anregungsmechanismen sind allerdings häufig richtungsgebunden, so dass sie auch mit dem nur in einer Richtung wirksamen Rolltilger effektiv bedämpft werden können. Sofern erforderlich ermöglicht es die kompakte Bauweise auch, zwei zueinander um 90° versetzte Tilger einzubauen.

Wenn die 1. Turmeigenfrequenz innerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs der Windenergieanlage liegt (z.B. 0,2Hz=12U/min), dann entsteht durch die Rotorunwucht eine erhebliche Anregung in der Rechts-Links-Richtung, so dass ohne den Einsatz eines Schwingungstilgers der entsprechende Drehzahlbereich in der Nähe der Turmresonanz ausgeblendet werden muss. Insbesondere wenn sich diese kritischen Drehzahlen recht nahe bei der Nenndrehzahl der Windenergieanlage befinden, führt der suboptimalen Betrieb durch den ausgeblendeten Drehzahlbereich zu oft deutliche Ertragseinbußen, die durch den Einsatz eines in Rechts-Links-Richtung wirkenden Rolltilgers vermieden werden können.

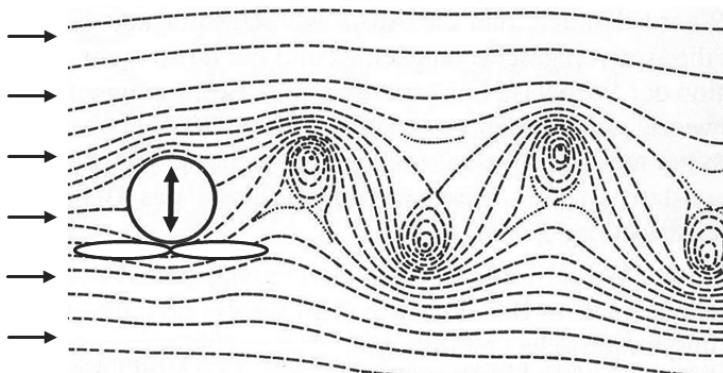


Bild 6: Anregung durch Karman'sche Wirbel (vortex induced vibrations - VIV)

Ein weiterer wichtiger Anwendungsfall ergibt sich durch die Anregung aus Karman'schen Wirbeln. Wenn bei Netzausfall die Windkraftanlage seitlich angeströmt wird, kann die Gondel nicht mehr verfahren und die Anlage wird zu Schwingungen in der Vor-Zurück-Richtung angeregt (vgl. Bild 6), wobei die ausgepitchten Blätter auch keine aerodynamische Dämpfung bieten, so dass die bei bestimmten Windgeschwindigkeiten sich selbst anfachenden Schwingungen im schlimmsten Fall sogar zu einer Zerstörung der Windenergieanlage führen können.

8. Adaptive und aktive Technik

Aufgrund seiner Bauform ermöglicht das Rolltilgerkonzept auf vergleichsweise einfache Art die Integration adaptiver und aktiver Technik.

Am einfachsten lässt sich die Dämpfung des Wirbelstromdämpfers adaptiv anpassen. Wie in Bild 1 bereits ersichtlich, lässt sich über eine kontinuierliche Anpassbarkeit der Tilgerdämpfung die Tilgerperformance je nach Betriebsbereich deutlich verbessern.

Aber auch die Tilgerfrequenz lässt sich über verschiebbar angebrachte Massen am Schwungrad vergleichsweise einfach den jeweiligen Betriebsbedingungen anpassen. Mit einer solchen Frequenzadaptivität kann die Wirksamkeit des Tilgers in erheblichem Maße verbessert werden, so dass auch eine weitere Reduzierung der Tilgermasse und damit weitere Kosteneinsparungen möglich werden können.

Wenn an der Verbindung zwischen Schwungrad und Laufwagen ein Motor eingebaut wird, wird auch eine aktiv gesteuerte Bewegung der Masse möglich. Dadurch eröffnen sich auch Möglichkeiten zur Bekämpfung von nicht rein harmonischen Schwingungen, wie sie sich z.B. aus den stochastischen Windkräften im normalen Betrieb oder aus den Wellenanregungskräften bei Offshore-Windenergieanlagen ergeben.

Literatur

- [1] Faber, T.; Dalhoff, P.; Dynamic behaviour of oil dampers in wind turbine towers. Proceed-ings of 2002 Global Windpower Conference & Exhibition; Paris
- [2] Colwell, S.; Basu, B.: Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control. Eng Struct 31 (2009); 358-368
- [3] Petersen C.: Dynamik der Baukonstruktion. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1996

Windenergieanlagen effizient Wuchten – ein neues Verfahren

Unwuchtbestimmung an Windenergieanlagen aus Drehzahlschwankungen

Dr.-Ing. **Bernd Hellmich**, ViNoBa One UG, Hannover;
Dipl. Ing. **René Haevernick**, Nordex Energy GmbH, Rostock

Mit Unterstützung der conplatec GmbH, Barsinghausen

1. Kurzfassung

Ein neues Wuchtverfahren für Rotoren von Windenergieanlagen wird vorgestellt, dass das Drehmoment bestimmt, welches durch die Gravitationskraft auf die Unwuchtmasse dem horizontal ausgerichteten Rotor aufprägt. Der wesentliche Vorteil besteht darin, dass die Messung ohne den aufwendigen Anbau von Testmassen auskommt und die Messung nicht von der aerodynamischen Unwucht des Rotors beeinflusst wird. Um das Drehmoment aus der Unwucht von anderen angreifenden Momenten zu trennen, werden Drehzahlschwankungen beim Anfahren der Anlage gemessen, gefiltert und ausgewertet. Fallbeispiele mit eingebrachten Ausgleichsmassen und Vergleichen zu Ergebnissen aus einer klassischen Unwuchtbestimmung mit Schwingungsmessung werden vorgestellt. Es wird gezeigt, dass das neue Verfahren an verschiedenen Turbinen eine bekannte Unwucht sehr gut bestimmt und dem klassischen Verfahren nicht nur in Bezug auf den Aufwand sondern auch in Bezug auf die Genauigkeit überlegen ist.

2. Abstract (optional)

A new method for unbalance detection of wind turbine rotors is described. It detects the torque caused by the gravity force acting on the unbalance mass of the horizontal orientated rotor. The major advantages of this method is that no mounting of test masses on the rotor blades is necessary and the low sensitivity to aerodynamic unbalances. To separate the torque caused by the unbalance from other torques acting on the rotor the speed fluctuations during turbine startup are measured, filtered and analyzed. Case studies with known balancing masses are provided. It is shown for different turbines that the new method deliver more accurate results with less effort that are even better than with traditional vibration measurements.

1. Aktuelle Praxis beim Wuchten von Windenergieanlagen

Unwuchtanregungen des Rotors von Windenergieanlagen können einen erheblichen Beitrag zu lebensdauerbestimmenden dynamischen Lasten der Anlage beitragen. Die Wuchtgüte von Windenergieanlagen (WEA) nimmt aber auch an Bedeutung zu, weil die Unwuchtanregung des Rotors immer näher an kritische Eigenfrequenzen der Türme gerückt ist. Dies ist eine unmittelbare Folge der höheren Nabenhöhen und größeren Massen für Gondel und Rotoren in der Multimegawattklasse. Bei einigen WEAs werden die Türme steifer ausgelegt als lasttechnisch nötig wäre, nur um die erste Turmeigenfrequenz über die Anregungsfrequenz durch mechanische und aerodynamische Unwucht zu legen. Andere Hersteller lassen die erste Turmeigenfrequenz im Anregungsband der Rotordrehzahl zu und ergreifen sekundären Maßnahmen, um zu hohe Schwingungen in Folge einer Resonanzanregung zu verhindern. Prinzipiell kann dies durch eine Verminderung der Anregung oder Erhöhung der Dämpfung erfolgen. Ein wesentlicher Schritt um die Anregung zu senken, ist das mechanische und aerodynamische Auswuchten des Rotors.

Die DIN ISO 1940-1 [1] definiert die Unwucht von starren Rotoren und die Wuchtgüte. Die VDI 3834 Blatt 1 von 2015 geht in der Anhang B [2] auf die Besonderheiten von Windenergieanlagen ein.

Wie in [2] näher erläutert gibt es bei Windenergieanlagen im Wesentlichen zwei drehfrequente Anregungsmechanismen, die sich überlagern. Zum einen die mechanische Unwucht aufgrund einer ungleichen Massenverteilung im Rotor, die bewirkt, dass die Drehachse und die Hauptträgheitsachse gegeneinander verschoben sind. Dies führt zu einer umlaufenden radialen Kraft im stehenden Bezugssystem. Da diese Kraft in der Nabe vor dem Lager angreift, kommt es zu einem Moment auf die Triebstranglagerung, welches vor allem radiale Kräfte und dadurch Schwingungen verursacht. Zum anderen die aerodynamische Unwucht, die durch einen unterschiedlichen Auftriebswert der Blätter verursacht wird. Dies kann z.B. durch unterschiedliche Anstellwinkel der Blätter (Pitchfehler) oder durch defekte Strömungshilfen auf nur einem oder zwei Blättern hervorgerufen werden. Hierbei sorgt die axiale Komponente der Auftriebskraft für ein umlaufendes Moment, welches zu axialen und radialen Kräften und damit Schwingungen auf den Rotor führt.

Windenergieanlagen können aufgrund ihrer Größe, Masse und Montage nur im Feld gewuchtet werden. Das heißt, dass eine direkte Messung der Kräfte wie auf einer Wuchtbank nicht möglich ist. Man kann allerdings die Kräfte indirekt messen. Klassischerweise geschieht dies durch die Messung von Schwingungen auf dem stehenden Teil der Anlage, z.B.

an den Lagern oder auf dem Maschinenträger (siehe [2] und [3]). Um von den Schwingungen auf die Kraft zurückzuschließen braucht man daher eine Übertragungsfunktion:

$$\begin{pmatrix} a_{ax} \\ a_{rad} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{mech} \\ F_{aero} \end{pmatrix} \quad (1)$$

Dabei ist F_{mech} die aus der Unwucht resultierende Fliehkraft und F_{aero} die aus dem unterschiedlichen Auftrieb resultierende umlaufende Axialkraft. a_{ax} und a_{rad} sind die axiale und radiale Beschleunigung bei der Drehfrequenz. Alle Größen in (1) sind also komplexe Zahlen, die von der Drehfrequenz abhängig sind. Die aerodynamische Unwucht ist außerdem noch von der Windgeschwindigkeit und dem Pitchwinkel abhängig. Es bedarf also bei einer festen Drehzahl der unabhängigen Variation von aerodynamischer und mechanischer Unwucht um die Koeffizienten h_{xx} zu bestimmen. In der Praxis wird dies oft dadurch gelöst, dass eine aerodynamische Unwucht durch Inspektion und Vermessung des Pitchwinkels der Blätter minimiert wird und im Folgenden dann als Null angenommen wird. Dann ist die Unwuchtkraft gegeben durch:

$$F_{mech} = a_{horz}/h_{21} \quad (2)$$

Den noch unbekannten Koeffizienten h_{21} kann man entweder aus einem Modell der Anlage berechnen, oder aber das klassische Verfahren nutzt dafür eine Testmasse. Die definierte Testmasse wird an einem bekannten Radius auf eine bestimmte Umfangsposition des Rotors gesetzt. Dann werden die Schwingungen als Amplitude und Phasenlage relativ zum Drehwinkel des Rotors gemessen, einmal mit und einmal ohne Testmasse. Aus der Differenz der komplexen Schwingungsamplituden und der Unwucht durch die Testmasse in komplexer Darstellung kann der gesuchte Koeffizient berechnet werden. Mit dem nun bekannten Koeffizienten kann jetzt die Unwucht des Rotors ohne Testmasse bestimmt und durch Setzen von Ausgleichsmassen kompensiert werden. Da die Phasenverschiebung zwischen Unwuchtkraft und Schwingung insbesondere in der Nähe einer ausgeprägten Strukturresonanz (z.B. erste Turmeigenmode) sehr stark von der Frequenz abhängt, vermeidet man diesen Bereich in der Regel zum Wuchten, da Fehler in der Phase sich sehr sensitiv auf das Ergebnis auswirken. Dieser Umstand erschwert das Wuchten von großen Anlagen mit biegeweichen Türmen. Zusätzlich bemerkt [2] im Anhang B: „Bestimmte Betriebszustände, Regelungskonzepte, Stall-Effekte oberhalb der Nennleistung, Turmdämpfer oder aktive Generatordämpfung, kön-

nen die Unwuchtschwingungen derart beeinflussen, dass eine Rotorunwucht während des Normalbetriebs schwingungsmäßig nicht eindeutig identifizierbar und quantifizierbar ist.“ Um die Anlage auf einer festen Drehzahl einzustellen, muss sie über den Pitch geregelt werden. Um Störungen aus dem Triebstrang zu vermeiden wird beim Wuchten gern eine hohe Drehzahl ohne Last eingestellt. Allerdings kann dieser Betrieb zu Schlupf im Haupt- und Getriebelager führen und dies schädigen.

2. Ein alternatives Verfahren

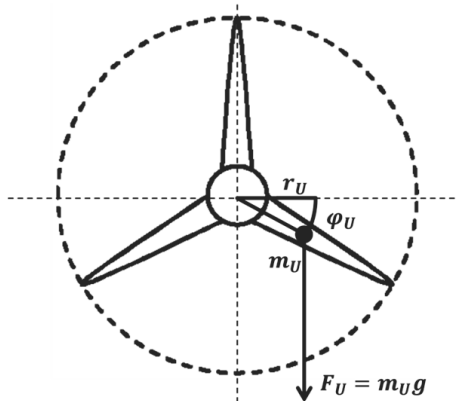
Die oben beschriebenen Probleme machen ein alternatives Verfahren interessant, dass unter den spezifischen Bedingungen einer Windenergieanlage anwendbar ist. Hierbei wird die Unwucht aus dem Drehmoment berechnet, das die Unwucht im Gravitationsfeld der Erde dem Rotor aufprägt. Die Bedingungen dafür sind vor allem:

- Dass der Rotor horizontal oder nur leicht gekippt (z.B. Tilt des Triebstrangs) aufgestellt ist, damit ein ausreichend großer Teil der Gravitationskraft in der Rotorebene liegt. Andernfalls, also bei einem vertikalen Rotor, würde die Gravitationskraft auf die Unwucht kein Drehmoment erzeugen.
- Ein Rotor, der nur in einer Ebene gewuchtet werden muss, da sich die Drehmomente aus einer Momentenunwucht ausgleichen. Das heißt nur statisches Wuchten ist möglich. Diese Bedingung ist aber für große flache Rotoren wie die von Windenergieanlagen gegeben.
- Dass der Rotor bei niedriger Drehzahl (ca. >100 rpm) läuft. Diese Bedingung geht vor allem darauf zurück, dass die Wuchtgüte von der Drehzahl abhängt. Bei höheren Drehzahlen ist die zulässige Restunwucht relativ zur Rotormasse sehr klein und damit auch das Moment aus der Gravitationskraft. Die Drehzahlen von Windenergirotoren sind damit aber in allen Fällen hinreichend klein für dieses Verfahren.

Das aus der Unwucht resultierende Drehmoment M_U hängt vom Drehwinkel φ des Rotors, der Position der Unwucht am Umfang φ_U und dem Abstand r_U der Unwuchtmasse m_U zur Drehachse sowie der Gravitationskonstante g ab (siehe Bild 1) und ist gegeben durch:

$$M_U = m_U r_U g \cos(\varphi - \varphi_U) \quad (3)$$

Rotiert der Rotor ergibt sich also ein Moment, das eine harmonische Funktion des Drehwinkels ist. Dieses Moment ist allerdings nicht das einzige, das am Rotor angreift. Schon allein deshalb weil der Rotor sonst nicht drehen würde. Solange die Anlage keine elektrische Energie liefert, sind die zusätzlichen Momente vor allem das Antriebsmoment durch den Auftrieb der Blätter im Wind und die Reibung des Triebstrangs. Diese Momente sind im Allgemeinen zwar größer als das Moment aus der Unwucht, sie haben aber dafür keine ähnliche funktionale Abhängigkeit vom Drehwinkel. Zumindest wenn man vom Schleifen des Rotors bei einem bestimmten Drehwinkel absieht, was aber in der Regel ein Fehler an der Anlage ist. Gehen wir im Folgenden also davon aus, dass die Reibung konstant nur von der Drehzahl aber nicht vom Drehwinkel abhängt. Ähnliches gilt für den Auftrieb der zusätzlich natürlich noch von der Windgeschwindigkeit abhängt, die aber wiederum nicht vom Drehwinkel abhängt. Diese Annahme gilt näherungsweise auch dann, wenn der Rotor eine aerodynamische Unwucht hat, da die zwar unterschiedlichen Momente der einzelnen Blätter sich zu einem gesamten Drehmoment aufaddieren. Lediglich durch die Scherung im Windfeld kann es zu einer drehwinkelabhängigen Komponente im Auftrieb kommen, die sich aber als nicht relevant herausgestellt haben, wie später gezeigt wird. Im Folgenden sollen die Momente aus Auftrieb und Reibung zu einem Moment M_{Res} zusammengefasst werden. Dann kann man eine Bewegungsgleichung für den Rotor aufstellen:



$$M_U = m_U r_U g \cos(\varphi - \varphi_U)$$

Bild 1: Skizze Drehmoment aus Unwucht

J_{Rotor} ein Fehler an der Anlage ist. Gehen wir im Folgenden also davon aus, dass die Reibung konstant nur von der Drehzahl aber nicht vom Drehwinkel abhängt. Ähnliches gilt für den Auftrieb der zusätzlich natürlich noch von der Windgeschwindigkeit abhängt, die aber wiederum nicht vom Drehwinkel abhängt. Diese Annahme gilt näherungsweise auch dann, wenn der Rotor eine aerodynamische Unwucht hat, da die zwar unterschiedlichen Momente der einzelnen Blätter sich zu einem gesamten Drehmoment aufaddieren. Lediglich durch die Scherung im Windfeld kann es zu einer drehwinkelabhängigen Komponente im Auftrieb kommen, die sich aber als nicht relevant herausgestellt haben, wie später gezeigt wird. Im Folgenden sollen die Momente aus Auftrieb und Reibung zu einem Moment M_{Res} zusammengefasst werden. Dann kann man eine Bewegungsgleichung für den Rotor aufstellen:

$$J_{Rotor} \ddot{\varphi} = M_U + M_{Res} = m_U r_U g \cos(\varphi - \varphi_U) + M_{Res} \quad (4)$$

Wobei J_{Rotor} das Massenträgheitsmoment des Triebstrangs ist. Die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$ ist gleich der zeitlichen Ableitung der Drehzahl ω , also $\ddot{\varphi} = \dot{\omega}$. Die Drehzahl lässt sich einfach messen bzw. aus der Steuerung der Anlage auskoppeln und die Ableitung lässt sich numerisch berechnen. Wenn man zusätzlich gleichzeitig noch den Drehwinkel erfasst, so kann man die Winkelbeschleunigung als Funktion des Drehwinkels darstellen, $\ddot{\varphi}(\varphi)$. Neuste Anlagen mit individueller Pitchregelung verfügen bereits über eine betriebliche Messung des

Drehwinkels der langsamen Welle. Aber auch an älteren Anlagen ist dies einfach zu realisieren, z.B. durch Neigungssensoren wie sie heute in jedem Smartphone verbaut sind auf der Rotorwelle. Aber auch ohne Messung im rotierenden System kann der Drehwinkel aus einem Pulsgeber und einer Marke auf der Rotorwelle bestimmt werden. Auch eine Auswertung von Videokamerabildern des Rotors ist hier möglich, wenn man keinen Zugang zur Gondel hat.

Gleichung (4) lässt sich nun wie folgt umstellen:

$$\dot{\omega}(\varphi) = \frac{m_U r_{UG}}{J_{Rotor}} \cos(\varphi - \varphi_U) + \frac{M_{Res}}{J_{Rotor}} \quad (5)$$

Signalverarbeitungstechnisch kann man sich nun zu Nutze machen, dass der Unwuchtterm in (5) nur von Konstanten und dem Kosinus des Drehwinkels abhängt, während der zweite Term nicht oder nur schwach vom Drehwinkel abhängt. Ein Verfahren dazu ist im Patent der Firma conplatec GmbH in [4] beschrieben. Hier wird eine Fouriertransformation benutzt, um alle Anteile abzuspalten, die nicht dem Verlauf von $\cos(\varphi - \varphi_U)$ entsprechen. In einem zweiten Schritt werden verbleibenden Anteile noch über der Drehzahl dargestellt und alle drehzahlabhängigen Anteile der Harmonischen abgespalten.

Aus den Ausführungen oben wird klar, dass das hier vorgestellte alternative Verfahren wesentliche Vorteile gegenüber dem klassischen Verfahren hat:

1. Gute Trennung von aerodynamischer und mechanischer Unwucht
2. Geringer operativer Aufwand durch den Wegfall des Anbringens von Testmassen
3. Einfache Sensorik
4. Messung im anlagenschonenden Betrieb mit minimalen Produktionsausfall

3. Praxistest des Verfahrens

Um die Praxistauglichkeit des Verfahrens zu prüfen, wurden Datensätze von zwei unterschiedlichen Turbinen analysiert. Bei den Datensätzen handelt es sich um Messungen, die im Rahmen einer Prototypenvermessung erfasst wurden und bereits ein Drehwinkelsignal enthielten. Darüber hinaus wurden an beiden Prototypen die Blätter nach dem klassischen Verfahren ausgewuchtet, das heißt, es wurden definierte Ausgleichsmassen aufgrund der Ergebnisse einer klassischen Unwuchtmessung mit Testgewicht in die Rotorblätter eingebracht. Anhand dieser definierten Änderung der mechanischen Unwucht lässt sich das Verfahren relativ genau überprüfen. Da für die Analyse nur Daten verwendet werden können, in der die Turbine keine elektrische Energie abgibt, blieben nur zwei Anlagenzustände für die

Auswertung übrig. Zum einen der Trudelbetrieb mit den Blättern in Fahnenstellung (90°) und zum anderen das An- und Abfahren der Turbine. Ob eine Fahrweise sich für die Unwuchtbestimmung eignet, kann an verschiedenen Kriterien überprüft werden. Neben der Tatsache dass eine eingebrachte Trimmasse aus einer Vorher- und Nachhermessung richtig bestimmt werden soll, ist die Streuung der Ergebnisse und die Abhängigkeit von Drehzahl und Windgeschwindigkeit untersucht worden. Die Analyse hat ergeben, dass vor allem das Anfahren der Turbine sich für die Bestimmung der Unwucht gut eignet, da hier die Drehzahl stetig zunimmt und so die Winkelbeschleunigung immer positiv ist. Außerdem liegt die Drehzahl höher als im Trudelbetrieb, was die Genauigkeit bei den vorliegenden Datensätzen verbessert. Bei kleinen Drehzahlen nahe der digitalen Auflösung des Signals erzeugen die Stufen im Signal beim Ableiten der Winkelgeschwindigkeit Fehler, die das Ergebnis stark verfälschen. Dies ist allerdings vor allem der Art wie die Drehzahl gemessen wurde geschuldet und kann bei einer für diesen Anwendungsfall optimierten Messtechnik vermieden werden. Des Weiteren gehört dieser Betrieb zu einem regulären Modus der Anlage und ist damit auch lasttechnisch unbedenklich.

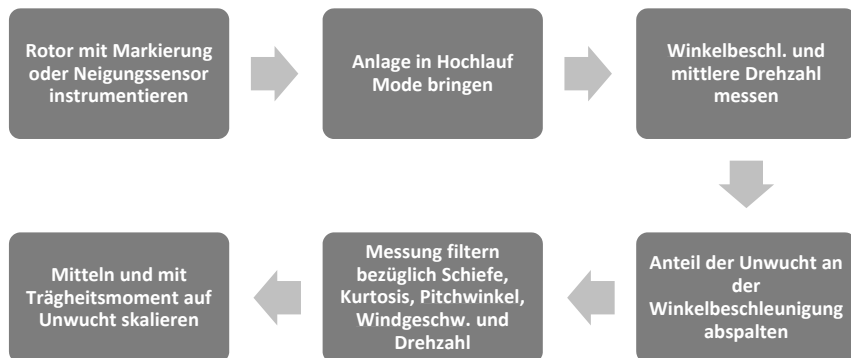


Bild 2: Ablaufschema zur Unwuchtbestimmung

Für die Auswertung wurden die Daten zunächst gefiltert nach Anlagenstatus, Drehzahl und Pitchwinkel und nur Messungen in einem bestimmten Wertebereich für diese Parameter zugelassen. Dann wurden die Messungen in Abschnitte mit der Länge jeweils einer Rotorumdrehung beginnend von der Nullgradmarke an geteilt und für jede Umdrehung die Winkelbeschleunigung über dem Drehwinkel berechnet. Um Fehler zu vermeiden wurde das Resultat nochmal anhand der statischen Kenngrößen Kurtosis und Schiefe getestet und Datensätze

mit zu großer Schiefe und Spitzenhaltigkeit verworfen. Aus den verbleibenden Datensätzen wurden die Amplitude und Phase der Grundschiwingung über eine Umdrehung berechnet und das Ergebnis als komplexe Zahl mit dem Massenträgheitsmoment und der Gravitationskonstante auf Unwucht (kgm) skaliert. Dies wird über mehrere Umdrehungen gemittelt, um stochastische Fehler zu eliminieren. Der Mittelwert wird schließlich in Amplitude und Phase zurückgerechnet (siehe Bild 2).

Der erste Test wurde an einer Nordex N117-2400 durchgeführt, die zu Testzwecken mit einer Masse von 85kg auf einem Radius von 14,6m vertrimmt wurde, also mit 1240 kgm. Messdaten lagen vom Betrieb vor und nach Montage der Trimmasse sowie nach der Demontage der Trimmasse vor.

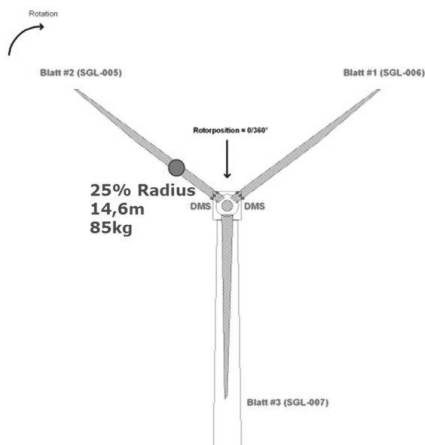


Tabelle 1: Parameter für die Auswertung N117-2400

Status	Hochfahren
Windgeschw. auf Nabenhöhe	2,5-4 m/s
RMS Pitchwinkel	<1°
Rotordrehzahl	2,3-3,45 rpm
J_{Rotor}	18 Mkgm ²
Schiefe	<1
Kurtosis	<3
Abtastrate	10Hz

Bild 3: Testmasse an einer Nordex N117 Quelle DNV-GL

Die Ergebnisse der Messung sind in einem Polardiagramm in Bild 4 dargestellt. Die drei Wuchtzustände sind farblich und anhand der Symbole zu unterscheiden. Jeder kleine Punkt entspricht dem Messwert aus einer Umdrehung der Anlage. Die Mittelwerte sind mit großen schwarzen Symbolen gleichen Typs gekennzeichnet. Der Vektor (gestrichelt) von Zustand 1 (Vor Montage Trimmasse) zu Zustand 2 (Nach Montage Trimmasse) ist der Verschiebungsvektor der Unwucht in Folge des Einbringens der Trimmasse. Um diesen besser beurteilen zu können, ist er noch ein zweites Mal als durchgängige Linie parallel verschoben in den Koordinatenursprung dargestellt.

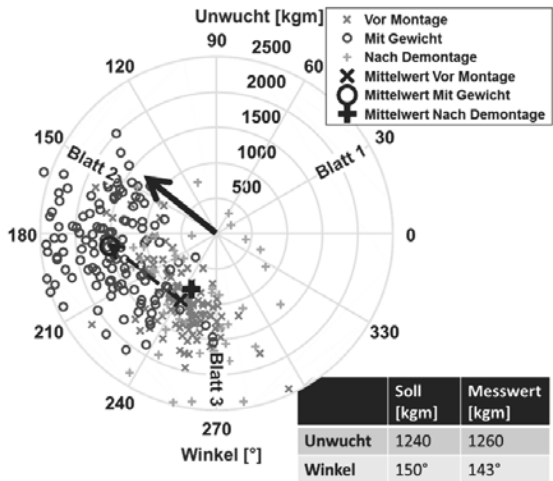


Bild 4: Ergebnisse Unwuchtmessung
N117-2400

Zunächst erkennt man, dass die einzelnen Messwerte relativ stark streuen. Das ist allerdings nicht unerwartet, da durch das verwendete Verfahren nicht alle Einflüsse von anderen Momenten als dem Unwuchtmoment eliminiert werden. Diese verbleibenden Störmomente sind allerdings im Vergleich zum Unwuchtmoment stochastischer Natur, so dass sie sich bei einer ausreichenden Anzahl von Messungen ausmitteln. Das zeigt die gute Übereinstimmung des Mittelwerts mit der tatsächlich eingebrachten Unwucht. Das Annähernd gleiche Ergebnis nach der Demontage wie vor der Montage zeigt die gute Reproduzierbarkeit der Methode.

In einem zweiten Test wurde die Methode an einer Anlage mit größerem Rotor und höherer Getriebeübersetzung getestet. Zum einen ist hier das Massenträgheitsmoment des Rotors an sich höher, zum anderen hat der größere Rotor eine höhere Übersetzung im Getriebe zur Folge. Da in der Summe der Trägheitsmomente das Massenträgheitsmoment des Generators multipliziert mit dem Quadrat der Getriebeübersetzung eingeht, macht dieses hier einen nicht zu vernachlässigbaren Anteil aus. Anhand dieses Beispiels soll gezeigt werden, dass auch bei hohen Trägheitsmomenten die an sich ungünstig für das Verfahren sind (68% höher als an der N117-2400) immer noch hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden. Zum anderen liegen für diese Anlage Ergebnisse von einer Unwuchtbestimmung mit Testmassen nach dem klassischen Verfahren vor, so dass beide Verfahren verglichen werden

Tabelle 2: Parameter für
Berechnung N131-3000

Status	Hochfahren
Windgeschw. auf Nabhöhe	2,5-3,5 m/s
RMS Pitchwinkel	<1°
Rotordrehzahl	0,45-4 rpm
J_{Rotor}	30,3 Mkgm ²
Schiefe	<1
Kurtosis	<3
Abtastrate	50Hz

können. Außerdem wurde auf der Anlage der Blattsatz getauscht, so dass man auch hier nochmal zwei unterschiedliche Wuchzustände (Blattsatz 1 und Blattsatz 2) messen konnte. Auch wenn hier die gemessene Unwuchtverschiebung durch die Testmasse in Bild 5 ca. 15% zu klein ist, liegt man damit noch deutlich besser als das Ergebnis der klassischen Vermessung wie der Vergleich in Tabelle 3 zeigt.

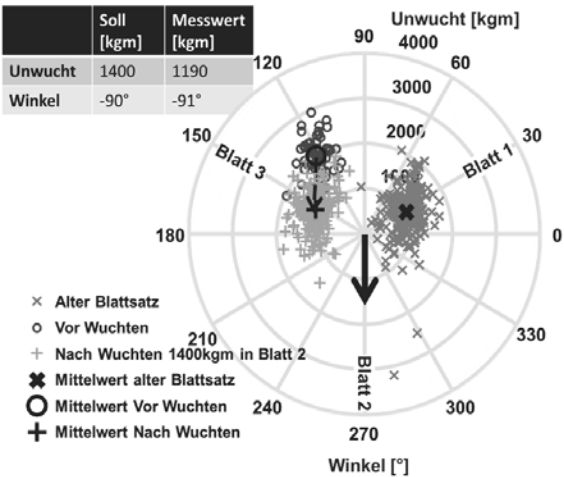


Bild 5: Ergebnisse Unwuchtbestimmung N131-3000

Tabelle 3: Messergebnisse im Vergleich

Zustand	Messung aus Drehmoment Unwucht	Messung aus Drehmoment Winkel	Messung klassisch Unwucht	Messung klassisch Winkel	Ausgleichsmasse Unwucht	Ausgleichsmasse Winkel
Einheit	kgm	°	kgm	°	kgm	°
Blattsatz 1	1063	27	-	-		
Blattsatz 2	2042	122	1220	120° (*)		
Änderung durch Ausgleichsmasse	1190	-91	707	-98° (*)	1400	90°
Blattsatz 2 mit Ausgleichsmasse	1240	154	825	156° (*)		

(*) Winkel gerechnet aus empfohlener Ausgleichsmassenverteilung

Einschränkend muss hier angemerkt werden, dass die Ergebnisse der klassischen Messung nur indirekt aus dem Protokoll des Dienstleisters bestimmt werden konnten. Da die Werte systematisch um ca. 40% zu niedrig liegen, ist es denkbar, dass hier im Protokoll ein Sicherheitsfaktor oder ähnliches eingerechnet wurde. Der Dienstleister hatte eine Ausgleichsmasse von 1400 kgm in Blatt 2 empfohlen. Wie man an Bild 5 erkennt, hat er damit die Unwucht von ca. 2000 kgm auf ca. 1250 kgm heruntergebracht. Diese Maßnahme hätte mit dem hier vorgestellten Verfahren deutlich besser umgesetzt werden können. Als Ausgleichsmasse wären 2300 kgm in Blatt 2 und 1150 kgm in Blatt 1 vorgeschlagen worden.

Um abzuschätzen wie viele Mittelungen nötig sind um ein brauchbares Ergebnis zu erhalten, ist das Verhältnis aus kumulierten Mittelwert und Mittelwert über alle Umdrehungen berechnet worden.

$$\frac{\bar{x}(n)}{\bar{x}(N)} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{\sum_{i=1}^N x_i} \quad (6)$$

In Bild 6 ist das Ergebnis für drei verschiedene Wuchtzustände dargestellt worden. In allen Fällen konvergiert das Ergebnis nach ca. 200 Messungen bzw. Umdrehungen. Dieser Messzeitraum kann entweder durch mehrfaches Anfahren der Anlage bei schwachem Wind hergestellt werden, oder durch eine automatische Messung bei jedem Anfahren der Anlage bis ausreichend Daten vorhanden sind. Das erstere ist sicherlich der praktikablere Weg für Messungen an Anlagen, die über keine eigene ausreichende Instrumentierung verfügen, so dass ohnehin für die Messung der Aufbau einer Instrumentierung im Feld nötig ist. Hier kann die Messung mit optischen Verfahren sogar vom Boden durchgeführt werden, so dass für die Messung nur eine Person am Boden nötig ist. Der zweite Weg bietet sich an für das Post Processing von Daten aus der Anlagensteuerung, die über eine eigene ausreichende Sensorik verfügt, die hinreichend genau und schnell abgetastet wird. In diesem Fall kann die Unwucht bestimmt werden ohne einen Einsatz im Feld.

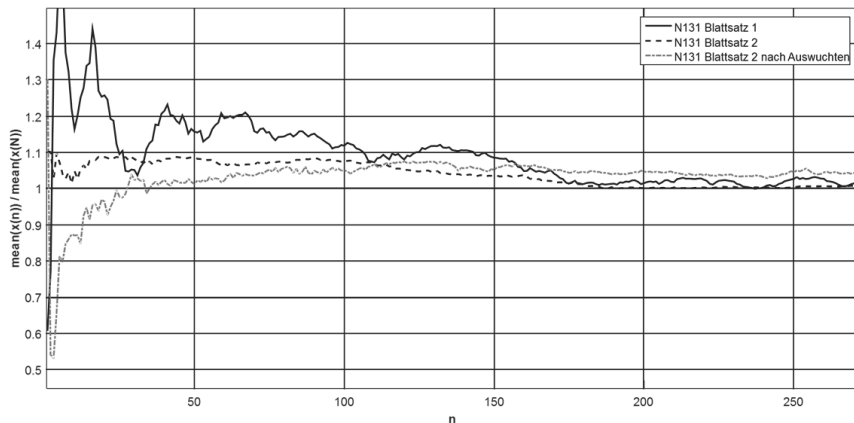


Bild 6: Konvergenz der Mittelwerte

4. Ausblick

Betreibern, Betriebsführern und Herstellern von Windenergieanlagen soll das Bestimmen der Unwucht als Dienstleistung mit minimalem Aufwand vor Ort angeboten werden. Dies soll insbesondere durch mobile fernsteuerbare Geräte mit eigener Versorgung als Messsystem realisiert werden, die am Rotor angebracht werden können. Der Betreiber oder Betriebsführer oder Service kann das Gerät befestigen und die Anlage ansteuern. Die Auswertung erfolgt Remote. Alternativ sollen Kamerasysteme getestet werden, um die Messung vom Boden aus durchführen zu können.

[1] ISO 1940-1:2003: Mechanische Schwingungen; Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand; Teil 1: Festlegung und Nachprüfung der Unwucht-toleranz

[2] VDI 3834:2015-08: Blatt 1: Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten - Windenergieanlagen mit Getriebe

[3] DIN ISO 21940-13:2012-08: Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 13: Kriterien und Sicherheitshinweise für das Auswuchten von mittleren und großen Rotoren am Aufstellungsort

[4] Patent DE 102014100126 B4

A systematic approach for optimizing planetary gear sets for low vibrations

Mr. **Dharmaraju Nalliboyana**, Dipl.-Ing. **Janne-Pekka Yrjönen**,
Dr.-Ing. **Martin Klönne**, Dipl.-Ing. **Thomas Lubetz**,
Dipl.-Ing. **Thomas Jacob**, Dr.-Ing. **Martin Reuter**

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

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)

2 The Development Process

In order to understand why an early analysis of 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.

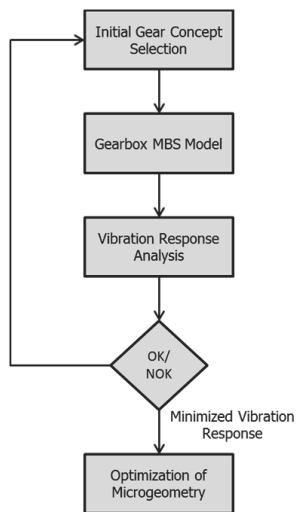


Fig. 2: Optimization of Gears concept under gearbox environment

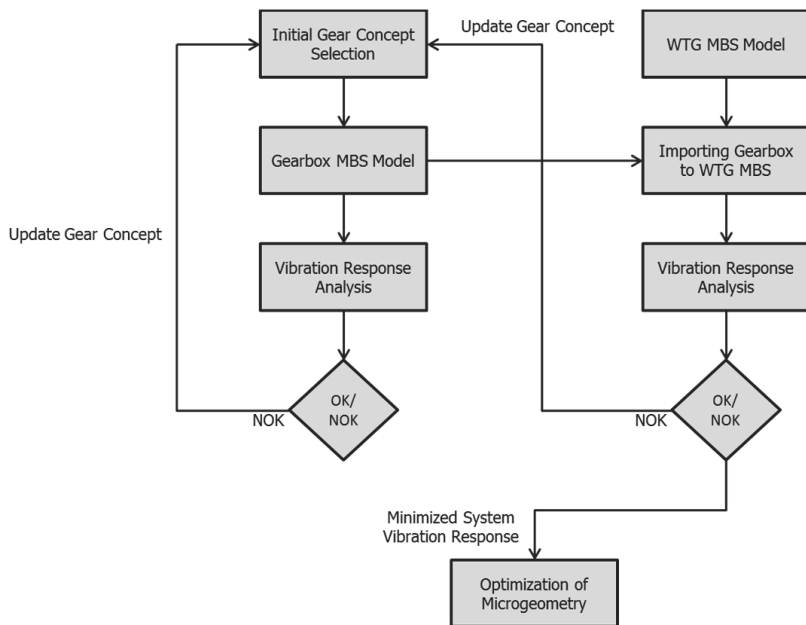


Fig. 3: Optimization of gear concept under WTG environment

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 a 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 cancelation 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 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.

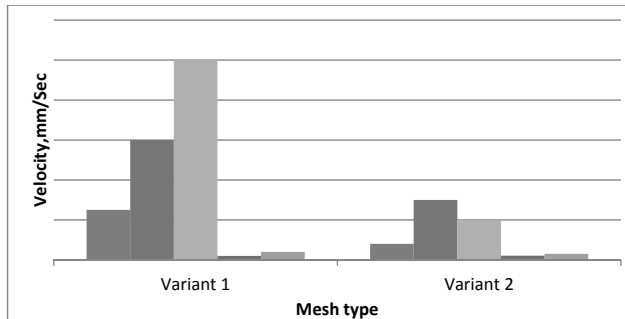


Fig. 4: Comparison of variants 1 and 2

Figure 5 shows the comparison of maximum vibrations velocities between variants 3 and 4. Again, the helical design shows a clear advantage over the spur design as it was also in Figure 4 supporting the current mainstream design direction of WTG gearboxes. Again it should be noted that the resulting excitation frequencies may vary between the models as the teeth numbers of the planetary stage are altered to achieve the factorizing mesh type.

For the same Eigen modes that were analyzed in Figure 4 we can clearly see that variant 3 has higher vibrations levels when compared to variant 4 under the same boundary conditions and same WTG environment.

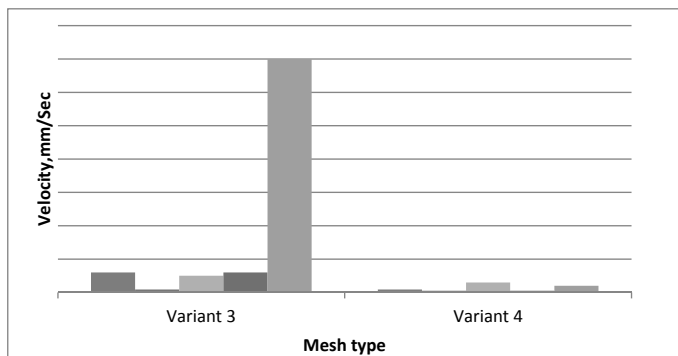


Fig. 5: Comparison of variants 3 and 4

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.

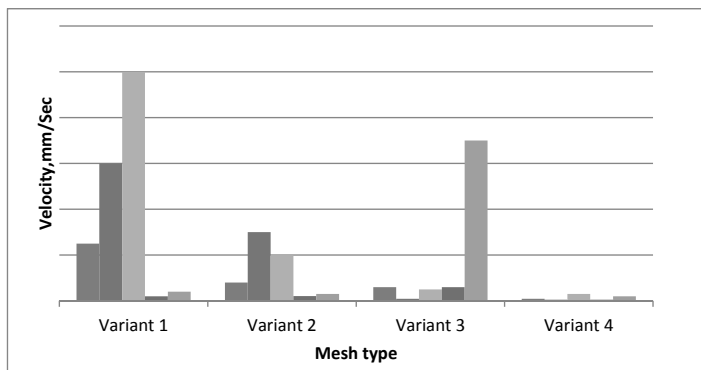


Fig. 6: Comparison of all 4 variants

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.

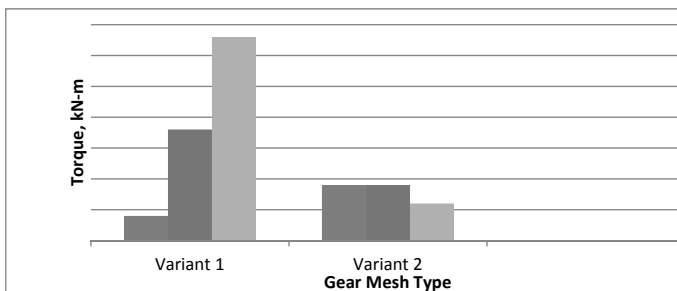


Fig. 7: Comparison Variant 1 and 2 (torque amplifications)

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.

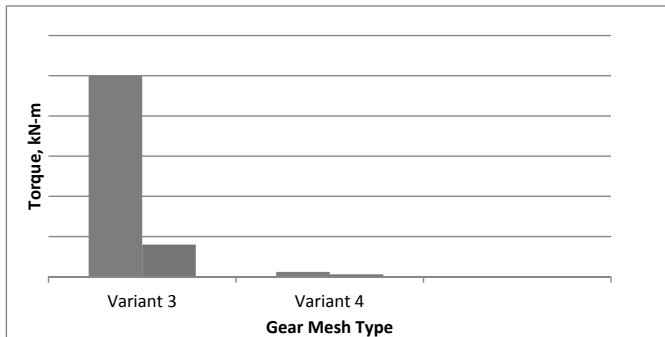


Fig. 8: Comparison Variant 3 and 4 (Torque amplifications)

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.

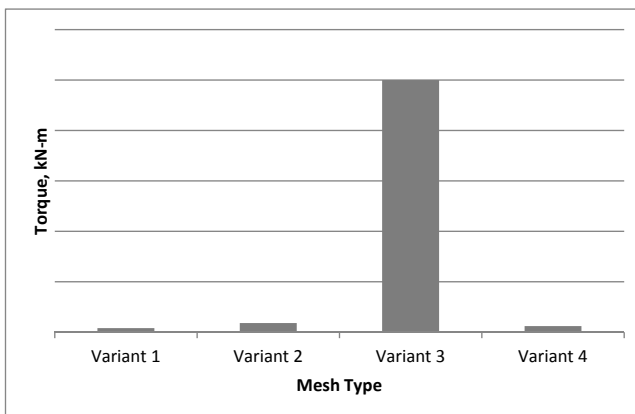


Fig. 9: Comparison all 4 variants (torque amplifications)

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].

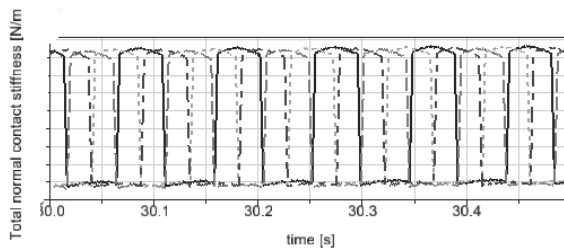


Fig. 10: Non- factorized mesh total normal contact stiffness

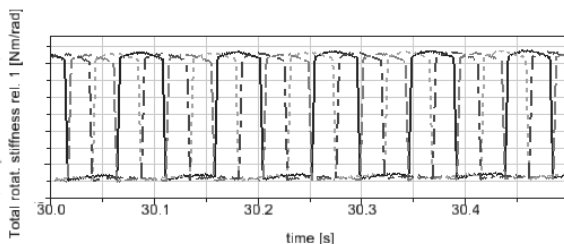


Fig. 11: Non- factorized mesh total rotational contact stiffness

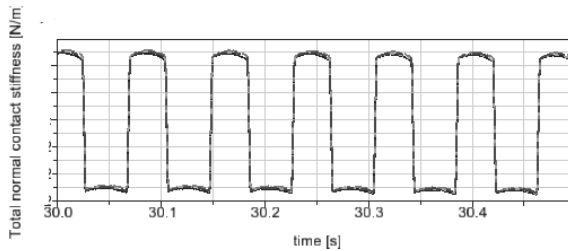


Fig. 12: Factorized mesh total normal contact stiffness

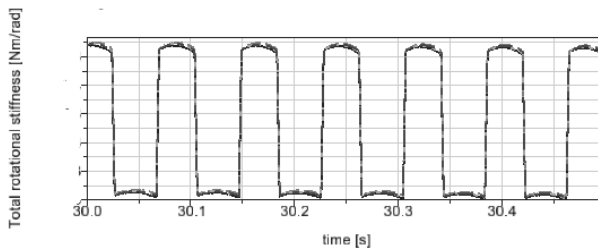


Fig. 13: Factorized mesh total rotational contact stiffness

5 Test bench measurement

In the simulation two gear tooth variations were identified which stood out by only inducing a slight torsional or translational excitation of the gearbox or drive train. These are the variations 2 and 4. Variation 2 is a gearbox with two helical non factorized planetary stages. Variation 4 has two helical factorized planetary stages. The different excitation mechanisms of two structurally similar gearboxes are contrasted with each other using test bench measurements.

The measurements are operational deflection shape (ODS) analyses which were recorded during rotational run-up with constant torque. Figure 14 contrasts the ODS identified in both gearboxes. It is noticeable that the amount of excited Eigen frequencies of the factorized gearbox (variation 4) is much less than that of the non-factorized gearbox (variation 2). The system response of variation 4 turns out to partially be significantly higher than that of variation 2.

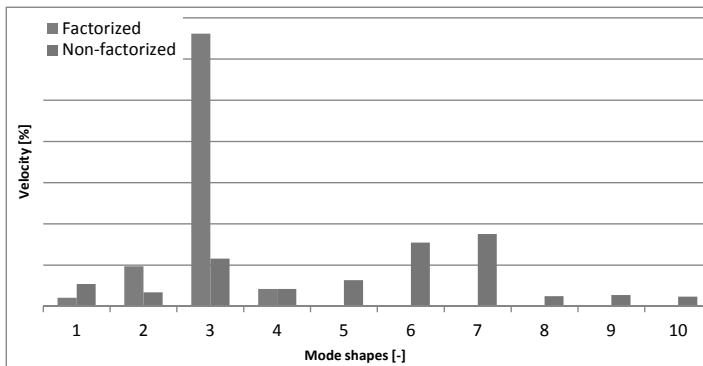


Fig. 14: All mode shapes of both gearboxes

In order to carve out the differences between the excitation mechanisms, much as in the multi body simulation analyses, the system responses are separated into torsional and translational. Figures 15 and 16 show the difference. The gear mesh configuration using the non factorized mesh excited additional translational Eigen frequencies which are not excited by the factorized mesh. The values of the system response of the torsional mode shapes are significantly lower than those of the factorized mesh.

The differences between measurement and simulation are, inter alia, due to the multi body simulation analysis being conducted based on a wind turbine model and not a test bench model.

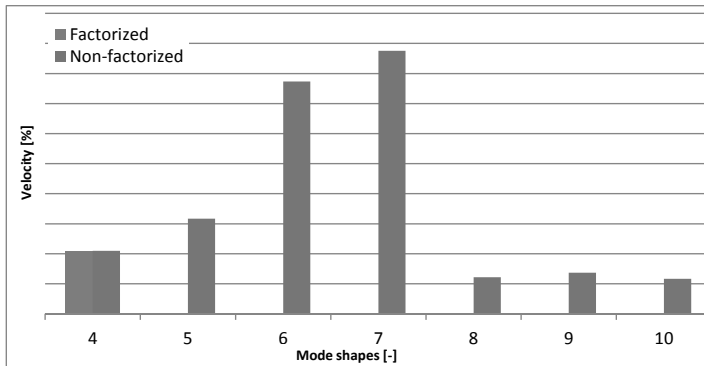


Fig. 15: Translational mode shapes of both gearboxes

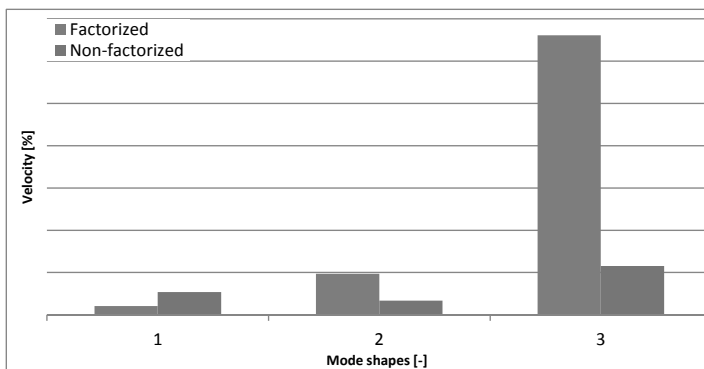


Fig. 16: Torsional mode shapes of both gearboxes

6 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 minimizes 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.

The differences in system response depending on the exciting mechanisms as shown by the simulation can be confirmed by test bench results. The non-factorized variation excites more Eigen frequencies than the factorized variation. However, the value of the system response of torsional mode shapes is much lower. The assessment of these gearboxes also showed that translation mode shapes are hardly excited by the factorized mesh.

7 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.

Modellierung des rotierenden Teilsystems von WEA zum modellbasierten Reglerentwurf

Dr.-Ing. **Adrian Gambier**, Fraunhofer IWES Nordwest, Bremerhaven

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit bewertet die dynamischen Modelle für das rotierende Teilsystem einer Windkraftanlage, die in der Literatur zu regelungstechnischen Zwecken entwickelt wurde. Modellierungsansätze werden systematisch unter Berücksichtigung von Vorteilen, Nachteilen und Einschränkungen zugeordnet und klassifiziert. Basierend auf der von NREL entwickelten 5-MW-Referenzturbinen werden Analysen- und Simulationsstudien durchgeführt. Damit lassen sich Eigenschaften der Modelle bezüglich Zeitbereich, Abtastzeit und Rechenzeit für die zeitdiskretisierten Modelle im Vergleich bringen.

1. Einführung

Moderne Multi-MW-Windenergieanlagen, die durch ihre großen Maße und flexiblen Strukturen definiert werden, erfordern fortgeschrittene Regelalgorithmen, um eine zufriedenstellende Leistung zu erzielen. Auf der anderen Seite benötigen diese Algorithmen genaue dynamische Modelle, die für den regelungstechnischen Zweck konzipiert sind. Das heißt Modelle, welche das Wesentliche des dynamischen Anlageverhaltens erfassen aber auch einfach bleiben, so dass der Reglerentwurf eine akzeptable Komplexität aufweist. Das ist besonders sinnvoll, wenn das Regelsystem im Echtzeitbetrieb implementiert werden soll.

Die Dynamik von großen Windenergieanlagen (WEA) benötigt häufig eine auf nichtlinearer partieller Differentialgleichungen basierende Beschreibung, welche jedoch für den Systementwurf ungeeignet ist. Reichlich Forschungsaufwand wurde bei der Entwicklung einfacher Modelle von WEA zum regelungstechnischen Zweck betrieben. Vielmehr schlagen die meisten Arbeiten über die Regelung von WEA ebenfalls dynamische Modelle vor. Der häufig verwendete Modellierungsansatz besteht aus einem Zweimassen-Antriebsstrang sowie einer nichtlinearen Gleichung für das aerodynamische Drehmoment, die den Leistungsbeiwert C_p in Form einer empirischen nichtlinearen Funktion enthält. Die Berechnung der Koeffizienten lässt sich durch Kurvenanpassungsalgorithmen, z.B. [5], [7]) und [27], berechnen. In [34] und [28] wird die Vorwärtsverschiebung des Turms dazu in Betracht gezogen. Zusätzliche Model-

lierungsfreiheitsgrade werden in [14] durch ein komplizierteres Modell des Turms und in [4] und [29] durch ein dynamisches Modell für ein vertikal invertiertes aber nicht rotierendes Rotorblatt eingeführt. Über Regelsysteme basierend auf komplexeren WEA-Modellen wird in [24], [22] und [10] berichtet. Einer Übersicht über die Modellbildung der WEA, aus der Sicht der Regelungstechnik, ist in [20] zu finden.

Obleich viel Forschung im Bereich der Modellbildung von WEA durchgeführt wurde, werden die vorgeschlagenen Modelle nicht systematisch und gegenüberstellend analysiert. Daher ist der Hauptbeitrag der vorliegenden Arbeit, verschiedene dynamische Modelle für das rotierende Teilsystem der Windturbine, d.h. den Rotor, den Antriebsstrang und den Generator, zu untersuchen. Simulationsstudien werden durch die Verwendung der 5-MW-Referenzturbinen von NREL ([15]) durchgeführt. Die Arbeit ist wie folgt organisiert: Im zweiten Abschnitt werden die allgemeinen Modellierungsbetrachtungen dargestellt. In den Abschnitten 3 und 4 werden die verschiedenen Modelle beschrieben und formuliert. Die Abschnitte 5 und 6 widmen sich der Beschreibung der Referenzturbinen, der Simulationsumgebung und der Analyse der Ergebnisse. Schließlich wird die Zusammenfassung in Abschnitt 7 präsentiert.

2. Allgemeine Aspekte der Anlagenmodellierung

WEA lassen sich durch die Verwendung von Ansätzen für Großsysteme modellieren, da es sich um komplexe Systeme mit vielen Zustandsvariablen handelt. Diese Ansätze ermöglichen die Anwendung von typischen Techniken für Großsysteme wie Zerlegung und Koordination (siehe [6], [18] und [16]). Diese Techniken sind auch bei der Modellierung von WEA (z. B. [19], [32]) zu finden.

2.1 Anlagenzerlegung

Gegenwärtig gibt es in der Literatur keinen expliziten Vorschlag, um eine WEA zu zerlegen. Allerdings wird implizit eine räumlich-zeitliche Zerlegung angewandt. Diese Technik besteht aus der Kombination einer physikalischen Zerlegung, d.h. physikalische Komponenten, und einer funktionalen Zerlegung. Die physikalische Zerlegung wird für die Hauptanlage und die funktionale Zerlegung für die erhaltenen Teilsysteme verwendet. Das Bild 1 zeigt ein Beispiel einer möglichen Zerlegung und die entsprechenden Koordinationsvariablen, auf den die Modellierungsaktivitäten dieser Arbeit basieren. Eine ähnliche Zerlegung wurde in [16] angewendet. Die Koordinationsvariablen werden in den nächsten Abschnitten beschrieben.

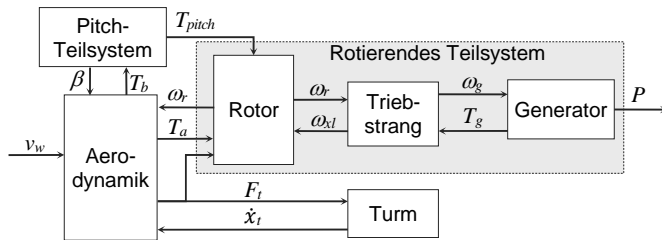


Bild 1: Anlagenzerlegung und Koordinationsvariablen einer WEA

2.2 Rotierendes Teilsystem

Das rotierende Teilsystem besteht aus dem Rotor der WEA, dem Triebstrang und dem Generator. Der Rotor beinhaltet wiederum die drei Rotorblätter und die Nabe. Der Triebstrang enthält in dieser Arbeit die Rotorwelle (langsame Welle), das Getriebe und die Generatorwelle (schnelle Welle). Bei Direktantriebssystemen ist nur eine langsame Welle vorhanden und kein Getriebe. Eine Skizze für das rotierende Teilsystem wird in Bild 2 dargestellt.

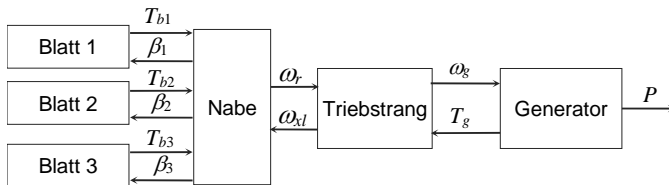


Bild 2: Darstellung des rotierenden Teilsystems

Der Triebstrang und der Generator werden entweder durch ein Zweimassensystem (eine für das Getriebe und eine für den Generator) oder durch ein einziges Massensystem, das ein masseloses Getriebe annimmt, dargestellt. Die Masse der langsamen Welle wird in der Nabe berücksichtigt und die Masse der schnellen Welle als Teil der Masse des Generatorrotors betrachtet. Die unterschiedlichen Darstellungen des rotierenden Teilsystems, die in dieser Studie analysiert werden, sind durch die verschiedenen Ansätze für den Rotor charakterisiert und in zwei Kategorien zu unterteilen. Bei der ersten wird der Rotor als eine einzelne Masse dargestellt. Damit kann das rotierende Teilsystem als Dreimassensystem (Rotor, Getriebe, Generator), Zweimassensystem (Rotor, Generator) oder Einzelmassensystem (Rotor + Generator) modelliert werden. In der zweiten Kategorie ist der Rotor als ein Mehrmassensystem darzustellen. Damit lässt sich der Rotor durch zwei, drei oder vier Massen beschreiben. Das führt zu einem rotierenden Teilsystem mit jeweils vier, fünf oder sechs Massen oder, im Falle eines masselosen Getriebes, zu einem Teilsystem mit jeweils drei, vier oder fünf Massen. Diese Einordnung wird in Bild 3 zusammengefasst.

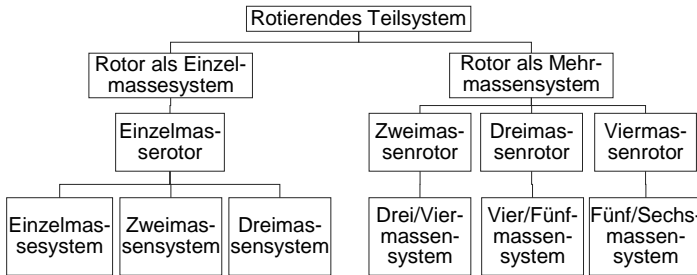


Bild 3: Klassifizierung des rotierenden Teilsystems gemäß der Anzahl der zur Beschreibung verwendeten Massen

3. Rotormodellierung mit einer Einzelmasse

Die einfachste und häufigste Darstellung des rotierenden Teilsystems ist die Betrachtung des Rotors als eine einzige Masse. Somit lassen sich drei Fälle unterscheiden: rotierende Dreimassen-, Zweimassen- und Einzelmassenteilsysteme (siehe Bild 3). Diese Fälle werden in den nächsten Unterabschnitten formuliert.

3.1 Rotierendes Dreimassenteilsystem

Das rotierende Teilsystem wird durch drei Massen modelliert: der Rotor als Einzelmasse, das Getriebe als zweite Masse und die dritte Masse entspricht dem Generator. Das Dreimassenmodell und seine Anwendung kann man z.B. in [12], [35] und [21] finden. Das Bild 4 zeigt das Konzept.

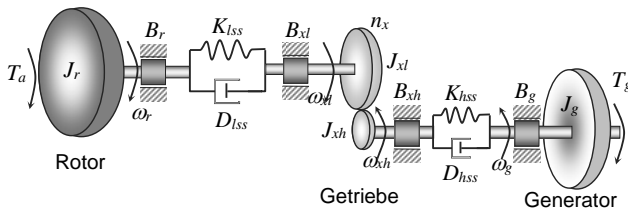


Bild 4. Rotierendes Dreimassenteilsystem mit Einzelmassensorotor

Die Bewegungsgleichungen für diesen Ansatz sind

$$J_r \dot{\omega}_r + (B_r + D_{lss})\omega_r - (D_{lss} / n_x)\omega_{xh} + (K_{lss} / n_x)(n_x\theta_r - \theta_{xh}) = T_a, \quad (1)$$

$$J_e \dot{\omega}_{xh} + B_e \omega_{xh} - n_x D_{lss} \omega_g - n_x^2 D_{hss} \omega_g - K_{lss}(n_x\theta_r - \theta_{xh}) + n_x^2 K_{hss}(\theta_{xh} - \theta_g) = 0 \text{ und} \quad (2)$$

$$J_g \dot{\omega}_g + (D_{hss} + B_g)\omega_g - D_{hss}\omega_{xh} - K_{hss}(\theta_{xh} - \theta_g) = -T_g, \quad (3)$$

wobei

$$J_e = J_{xl} + n_x^2 J_{xh} \text{ und } B_e = B_{xl} + D_{lss} + n_x^2 (B_{xh} + D_{hss}). \quad (4)$$

Die Parameter J , B , D , K und n stellen jeweils die Trägheitsmomente, die viskosen Reibungskoeffizienten, die Dämpfungskoeffizienten, die Steifigkeitskoeffizienten und das Getriebeverhältnis dar. Die Variablen ω , θ und T entsprechen der Drehzahl, dem Drehwinkel bzw. dem Drehmoment. Die Subskripte r , g , a , e , x , xl , xh , lss und hss bezeichnen jeweils den Rotor, den Generator, aerodynamische Variablen, Ersatzvariablen, Variable bezüglich des Getriebes, die Niedriggeschwindigkeitsseite des Getriebes, die Hochgeschwindigkeitsseite des Getriebes, die Niedriggeschwindigkeitswelle und die Hochgeschwindigkeitswelle. Das aerodynamische Drehmoment wird durch

$$T_a = \frac{\pi}{2} \rho R^2 C_Q(\lambda, \beta) v_{er}^2 \quad (5)$$

berechnet, wobei ρ , R , v_{er} die Luftdichte, des Rotorradius und die effektive Windgeschwindigkeit sind. λ ist die Schnelllaufzahl, die als $R\omega_r/v_w$ definiert ist, und β ist der Pitchwinkel. C_Q ist der Drehmomentbeiwert, der als $C_p(\lambda, \beta)/\lambda$ mit C_p als Leistungsbeiwert definiert ist. C_Q und C_p erhält man üblicherweise aus zweidimensionalen Tabellen für λ und β , die durch eine präzise aerodynamische Simulation auf der Grundlage der Blattelementtheorie für einen bestimmten Blattentwurf berechnet wird.

Durch die Definition der Zustandsraumvariablen als $x_1 = \omega_r$, $x_2 = \omega_{xl}$, $x_3 = n_x \theta_r - \theta_{xl}$, $x_4 = \omega_g$ und $x_5 = \theta_{xl} - \theta_g$ und Umformen der Gln. (1)-(3), erhält man die folgende Zustandsraumdarstellung fünfter Ordnung

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{(B_r + D_{lss})}{J_r} x_1 + \frac{D_{lss}}{n_x J_r} x_2 - \frac{K_{lss}}{n_x J_r} x_3 + \frac{1}{J_r} T_a \\ \dot{x}_2 &= \frac{n_x D_{lss}}{J_e} x_1 - \frac{B_e}{J_e} x_2 + \frac{K_{lss}}{J_e} x_3 + \frac{n_x^2 D_{lss}}{J_e} x_4 - \frac{n_x^2 K_{lss}}{J_e} x_5 \\ \dot{x}_3 &= n_x x_1 - x_2 \\ \dot{x}_4 &= \frac{D_{hss}}{J_g} x_2 - \frac{B_g + D_{hss}}{J_g} x_4 - \frac{K_{hss}}{J_g} x_5 - \frac{1}{J_g} T_g \\ \dot{x}_5 &= x_2 - x_4 \end{aligned} \quad (6)$$

3.2 Rotierendes Zweimassenteilsystem

Ein Zweimassenmodell wird beispielweise in [2] und in [5] angewandt. Das Modell wird durch Betrachtung eines massenlosen Getriebes erhalten. In diesem Fall gilt für Gl. (2)

$$B_e \omega_{xl} - n_x B_{lss} \omega_r - n_x^2 B_{hss} \omega_g - K_{lss} (n_x \theta_r - \theta_{xl}) + n_x^2 K_{hss} (\theta_{xl} - \theta_g) = 0, \quad (7)$$

und daraus folgt

$$\omega_{dh} = n_x \alpha_i \omega_r + n_x^2 \alpha_g \omega_g + (K_{lss} / B_e)(n_x \theta_r - \theta_{dh}) - n_x^2 (K_{hss} / B_e)(\theta_{dh} - \theta_g), \quad (8)$$

wobei $\alpha_i = B_{lss} / B_e$ und $\alpha_h = B_{hss} / B_e$ sind. Durch Einsetzen von (8) in (1) und (3) erhält man

$$J_r \dot{\omega}_r + [B_r + (1 - \alpha_i) B_{lss}] \omega_r - n_x \alpha_i B_{hss} \omega_g + (K_{lss} / n_x)(1 - \alpha_i)(n_x \theta_r - \theta_{dh}) + n_x \alpha_i K_{hss}(\theta_{dh} - \theta_g) = T_a \quad \text{und} \quad (9)$$

$$J_g \dot{\omega}_g + [B_g + (1 - n_x^2 \alpha_h) B_{hss}] \omega_g - n_x \alpha_h B_{lss} \omega_r - \alpha_h K_{lss}(n_x \theta_r - \theta_{dh}) - (1 - n_x^2 \alpha_h) K_{hss}(\theta_{dh} - \theta_g) = -T_g. \quad (10)$$

Die Definition der Zustandsvariablen $x_1 = \omega_r$, $x_2 = \theta_r - \theta_{dh}$, $x_3 = \omega_g$ und $x_4 = \theta_{dh} - \theta_g$ führt zu

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{B_r + (1 - \alpha_i) D_{lss}}{J_r} x_1 + \frac{K_{lss}(1 - \alpha_i) D_{lss}}{n_x J_r} x_2 - \frac{n_x \alpha_i B_{hss}}{J_r} x_3 - \frac{n_x \alpha_i K_{hss}}{J_r} x_4 + \frac{1}{J_r} T_a \\ \dot{x}_2 &= n_x (1 - \alpha_i) x_1 - \frac{K_{lss}}{B_e} x_2 - \frac{n_x B_{hss}}{B_e} x_3 + \frac{n_x^2 K_{hss}}{B_e} x_4 \\ \dot{x}_3 &= \frac{n_x \alpha_h D_{hss}}{J_g} x_1 + \frac{\alpha_h K_{lss}}{J_e} x_2 - \frac{B_g + (1 - n_x^2 \alpha_h) D_{hss}}{J_r} x_3 - \frac{(1 - n_x^2 \alpha_h) K_{hss}}{J_r} x_4 - \frac{1}{J_r} T_g \\ \dot{x}_4 &= n_x \alpha_h x_1 + \frac{K_{lss}}{B_e} x_2 - (1 - n_x^2 \alpha_h) x_3 - \frac{n_x^2 K_{hss}}{B_e} x_4 \end{aligned} \quad (11)$$

3.3 Rotierende Einzelmasseteilssystem

In [9] werden Einzelmasse- und Zweimassensysteme im Vergleich analysiert. Allerdings wird die Einzelmassedarstellung nicht oft eingesetzt. Um das Einzelmassensystem abzuleiten, wird davon ausgegangen, dass die Wellen starr sind. Daraus folgt $\theta_r = \theta_{dl} = n_x \theta_{dh} = n_x \theta_g$ und in diesem Fall ändern sich (1) - (3) wie folgt

$$J_{dt} \dot{\omega}_g + B_{dt} \omega_g = n_x (T_a - n_x T_g), \quad (12)$$

wobei $J_{dt} = J_r + J_{dl} + n_x^2 (J_{dh} + J_g)$ und $B_{dt} = B_r + B_{dl} + n_x^2 (B_{dh} + B_g)$.

4. Rotormodellierung als Mehrmassensystem

Die Modellierung des Rotors als Mehrmassensystem ermöglicht die Einführung einer einfachen Dynamik von flexiblen Rotorblättern in den Bewegungsgleichungen. Die Idee wurde in [33] für die MOD-2-WEA vorgeschlagen. Der Mehrmassenmodellansatz besteht darin, die Rotorblätter in zwei Abschnitte zu zerlegen und beide Abschnitte durch Feder-Dämpfer-Einheiten zu verbinden. Der Punkt, an dem das Rotorblatt geteilt wird, wird als Scharnierpunkt oder Bruchpunkt bezeichnet. Die Blattwurzeln sind starr und mit der Nabe fest verbunden. Die Feder-Dämpfer-Elemente erlauben Biegungen in der Rotationsebene bzw. senkrecht zum Rotationsebene.

Die Biegemoden der Rotorblätter können in zwei orthogonalen Ebenen beschrieben werden. Die erste Ebene beschreibt die Bewegung der Rotorblätter in der Rotationsebene und in der zweiten Ebene biegen sich die Rotorblätter senkrecht zur Rotationsebene. So kann der Rotor im Allgemeinen durch vier Massen dargestellt werden: Drei Massen repräsentieren die Blattspitzen und die vierte Masse entspricht der Nabe zusammen mit den Blattwurzeln.

4.1 Darstellung des Rotors durch zwei Massen

Durch den im Bild 5 beschriebenen Abstraktionsprozess erhält man ein aus zwei Massen bestehenden Rotormodell ([25]).

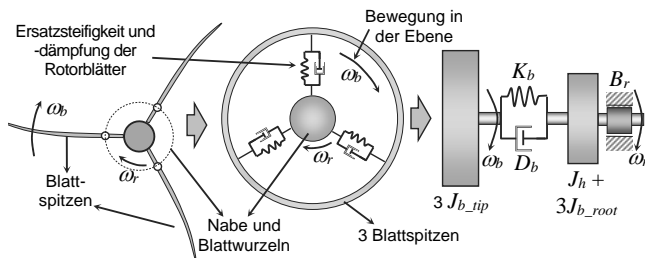


Bild 5. Abstraktionsprozess zur Darstellung des Rotors durch zwei Massen ([25])

Das Modell unter diesem Ansatz lässt sich durch das Ersetzen der Gl. (1) durch folgende zwei Gleichungen beschreiben

$$J_b \dot{\omega}_b + D_b \omega_b - D_b \omega_r + K_b (\theta_b - \theta_r) = T_a \quad \text{und} \quad (13)$$

$$J_r \dot{\omega}_r + (D_b + B_r + D_{lss}) \omega_r - D_b \omega_b - (D_{lss} / n_x) \omega_{xh} - K_b (\theta_b - \theta_r) + (K_{lss} / n_x) (n_x \theta_r - \theta_{xh}) = 0. \quad (14)$$

Die Gln. (2) und (3) bleiben unverändert. Die erzielte Zustandsraumdarstellung ist von siebter Ordnung.

4.2 Darstellung des Rotors durch drei Massen

Das oben dargestellte Konzept für den Zweimassenrotor kann durch die Einführung eines zweiten Bruchpunktes in den Rotorblättern erweitert werden, um eine zusätzliche Schwingungsfrequenz einzuführen. Der Abstraktionsvorgang wird in Bild 6 dargestellt. Der daraus resultierende Rotor hat drei Massen.

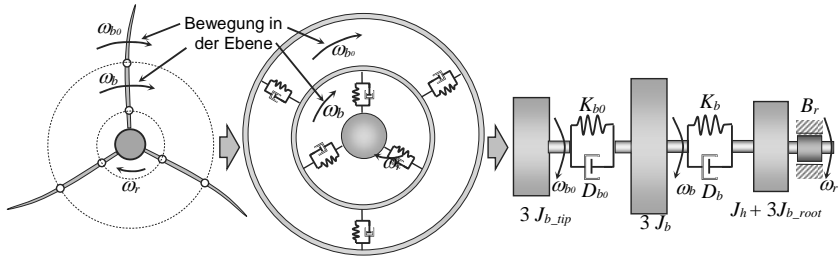


Bild 6: Abstraktionsprozess zur Darstellung des Rotors durch drei Massen

Die mathematische Formulierung für diese Erweiterung wird durch das Ersetzen der Gl. (1) mit den folgenden drei Gleichungen

$$J_{b0} \dot{\omega}_{b0} + D_{b0} \omega_{b0} - D_b \omega_b + K_b (\theta_{b0} - \theta_b) = T_a, \quad (15)$$

$$J_b \dot{\omega}_b + (D_{b0} + D_b) \omega_b - D_{b0} \omega_{b0} - D_b \omega_r - K_{b0} (\theta_{b0} - \theta_b) + K_b (\theta_b - \theta_r) = 0, \quad (16)$$

$$J_r \dot{\omega}_r - D_b \omega_b + (D_b + B_r + D_{lss}) \omega_r - (D_{lss} / n_x) \omega_{xh} - K_b (\theta_b - \theta_r) + (K_{lss} / n_x) (n_x \theta_r - \theta_{xh}) = 0, \quad (17)$$

erreicht. Die endgültige Zustandsraumdarstellung ist dann von neunter Ordnung.

4.3 Darstellung des Rotors durch vier Massen

Ein Rotor mit einer Darstellung von vier Massen und zwei zusätzlichen Massen für das Getriebe und den Generator, d.h. insgesamt sechs Massen, wird in [23] vorgestellt. In [22] wird ein ähnlicher Ansatz erwähnt aber nicht formuliert. Dies ist eine Erweiterung des Modells von [33], das ursprünglich für zwei Rotorblätter konzipiert wurde. Die Rotorblätter und die Nabe werden mittels Feder-Dämpfer-Elementen verbunden, wie das Bild 7 skizziert.

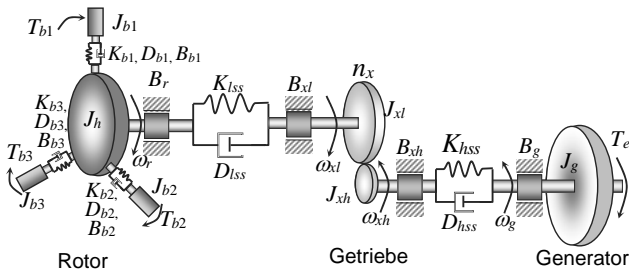


Bild 7: Rotierendes Sechsmassenteilsystem mit Viermassenrotor

Der entsprechende Gleichungssatz für dieses Modell lautet

$$J_{b1} \dot{\omega}_{b1} + (B_{b1} + D_{b1}) \omega_{b1} - D_{b1} \omega_r + K_{b1} (\theta_{b1} - \theta_r) = T_{b1}, \quad (18)$$

$$J_{b2} \dot{\omega}_{b2} + (B_{b2} + D_{b2}) \omega_{b2} - D_{b2} \omega_r + K_{b2} (\theta_{b2} - \theta_r) = T_{b2}, \quad (19)$$

$$J_{b3} \dot{\omega}_{b3} + (B_{b3} + D_{b3}) \omega_{b3} - D_{b3} \omega_r + K_{b3} (\theta_{b3} - \theta_r) = T_{b3}, \quad (20)$$

$$J_h \dot{\omega}_r - D_{b1} \omega_{b1} - D_{b2} \omega_{b2} - D_{b3} \omega_{b3} + (B_r + D_{lss} + D_{b1} + D_{b2} + D_{b3}) \omega_r - (D_{lss} / n_x) \omega_{sh} - K_{b1} (\theta_{b1} - \theta_r) - K_{b2} (\theta_{b2} - \theta_r) - K_{b3} (\theta_{b3} - \theta_r) + (K_{lss} / n_x) (n_x \theta_r - \theta_{sh}) = 0, \quad (21)$$

$$J_e \dot{\omega}_{sh} + B_e \omega_{sh} - n_x D_{lss} \omega_r - n_x^2 D_{lss} \omega_g - K_{lss} (n_x \theta_r - \theta_{sh}) + n_x^2 K_{lss} (\theta_{sh} - \theta_g) = 0, \quad (22)$$

$$J_g \dot{\omega}_g - D_{lss} \omega_{sh} + (B_g + D_{lss}) \omega_g - K_{lss} (\theta_{sh} - \theta_g) = -T_g, \quad (23)$$

wobei J_e und B_e bereits in (4) definiert wurden. Das Drehmoment T_{bi} ist das Drehmoment, welches auf die i -te Rotorblatt wirkt. Die Aerodynamik jedes Rotorblattes wird an einem einzelnen Punkt berechnet. Im einfachsten Fall besteht dieses Moment aus dem aerodynamischen Drehmoment, das auf das Rotorblatt wirkt, und das Gewicht, d.h.

$$T_{bi} = \frac{\pi}{6} \rho R^3 C_T (\lambda_i, \beta_i) v_{wri}^2 + m_{bi} g r_g \cos(\theta_r + \gamma_i), \quad (24)$$

wobei g , β_i and m_{bi} die Gravitationsbeschleunigung, der Pitchwinkel und die Masse des Rotorblatts i sind. R_b ist der Abstand von den Rotationsachsen zum Schwerpunkt des Rotorblatts.

5. Referenzturbinen

Um die dynamischen Eigenschaften der vorgeschlagenen Modelle zu untersuchen, ist eine Referenzanlage erforderlich. In der Literatur sind mehrere Referenzturbinen zu finden. Zum Beispiel stehen die 20 MW-Windturbine von [1], die 10 MW-Windturbine von DTU ([3]) und die 5-MW-Windturbine von NREL ([15]) zur Verfügung. Allerdings wurde über die 5-MW-NREL-Turbine am häufigsten berichtet und daher sind zahlreiche Daten und Erfahrungen verfügbar. Aus diesem Grund wird diese Windturbine für die vorliegende Studie ausgewählt.

Die Hauptparameter für die Referenzanlage wurden in ([15]) veröffentlicht und werden in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Eigenschaften der 5MW-NREL-Turbine

Parameter	Name	Wert	Einheit
Trägheitsmoment des Rotors	J_r	38759228	Kg m ²
Trägheitsmoment der Nabe	J_h	115926	Kg m ²
Trägheitsmoment der Rotorblatts	J_b	11776047	Kg m ²
Trägheitsmoment des Generators	J_g	534.116	Kg m ²
Gleichwertige Steifigkeitskoeff. des Triebstrangs	K_e	867637000	N m/rad
Gleichwertige Dämpfungskoeff. des Triebstrangs	D_e	6215000	N m s/rad
Getriebeverhältnis	n_x	97	
Nominalrotorgeschwindigkeit	ω_{nom}	1.267109	rad/s
Nominaldrehmoment des Generators	T_{nom}	43093.55	N m

Darüber hinaus behalten die vorgeschlagenen Modelle zusätzliche Parameter, die in der Literatur nicht vorhanden sind. Diese Parameter werden so angenommen, dass die Anlagendynamik der Modelle mit der Referenzanlage konsistent bleibt.

Tabelle 2: Zusätzliche Parameter für die 5MW-NREL-Turbine

Parameter	Name	Wert	Einheit
Trägheitsmoment des Getriebes	J_{ge}	409.04	Kg m^2
Viskoses Reibungskoeffizient des Rotors	B_r	818.231	N m/rad
Viskoses Reibungskoeffizient (Getriebes langsame Seite)	B_{xl}	945.874	N m/rad
Viskoses Reibungskoeffizient (Getriebes schnelle Seite)	B_{xh}	710.655	N m s/rad
Viskoses Reibungskoeffizient des Generators	B_g	781.721	N m s/rad
Steifigkeitskoeffizient der langsamen Welle	K_{iss}	$9.0867\text{e}+08$	N m/rad
Dämpfungskoeffizient der langsamen Welle	D_{iss}	$6.6822\text{e}+06$	N m s/rad
Steifigkeitskoeffizient der schnellen Welle	K_{hss}	2042120	N m/rad
Dämpfungskoeffizient der schnellen Welle	D_{hss}	$9.0867\text{e}+08$	N m s/rad

Die Bruchstellen für die Rotorblätter wurden unter Verwendung der in [15] veröffentlichten Steifigkeitsverteilung bestimmt (siehe Bild 8).

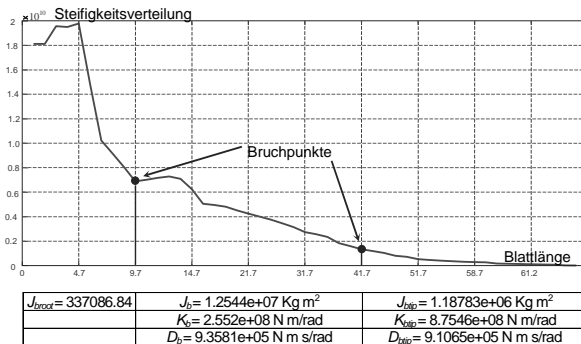


Bild 8: Bruchpunkte für die Rotorblätter und die entsprechenden Parameter

6. Simulationsergebnisse

Alle dargestellten Modelle wurden in Matlab / Simulink unter Verwendung der in Abschnitt 5 beschriebenen Parameter implementiert. Das elektromagnetische Drehmoment wird unter Verwendung eines stationären einfachen Modells eines Induktionsgenerators berechnet. Die Modelle werden wie folgt benannt: 3M-R1 (3 Massen insgesamt, 1 Masse im Rotor), 4M-R2 (4 Massen insgesamt, 2 im Rotor), 5M-R3 (5 Massen insgesamt, 3 in Rotor), 2M-R1 (2 Massen insgesamt, 1 im Rotor), 3M-R2 (3 Massen insgesamt, 2 im Rotor), 4M-R3 (4 Massen insge-

samt, 3 im Rotor) und 1M-R1 (nur eine Masse). Die wichtigsten erhaltenen Eigenschaften sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Aufgrund der sorgfältigen Auswahl der Parameter konnten die gleichen Pole für identische Komponenten erhalten werden. Nur die Pole, die aufgrund der zusätzliche Komplexität auftreten, sind unterschiedlich. Das zeitdiskrete Modell neunter Ordnung benötigt ca. 2,8 ms, um eine zeitliche Modellauswertung eines Schritts durchzuführen. Somit lassen sich diese Modelle im Echtzeitbetrieb implementieren. Modelle mit mehr als einer Masse im Rotor sind in der Lage, Rotorblattvibrationen an den Triebstrang zu übertragen. Rotoren mit drei Massen reagieren langsamer als die anderen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Masse des Getriebes vernachlässigt werden kann, da die Unterschiede zwischen den Modellen mit und ohne Getriebe nicht signifikant unterschiedlich reagieren (überlappende Kurven in Bild 9, wobei die Nenngeneratorgeschwindigkeit auf eins skaliert ist).

Tabelle 3: Wichtigste Modelleigenschaften

	3M-R1	2M-R1	4M-R2	3M-R2	5M-R3	4M-R3	1M-R1
Eigenfrequenzen	0.17151048175 13.9531121097 328.429748918 12216.6102572	0.17153020735 13.9586693959 319.793562256	0.17217516717 6.31378691250 33.7674917548 328.204202710 12217.2433221	0.1721951962 6.3161314320 33.768537473 319.58751109	0.09476529316 5.67703654145 7.43023555207 33.7678465648 328.204202710 12217.2433221	0.0947713406 5.6789117730 7.4307353120 33.768892180 319.58751109	1.436896962
Kleinste Zeitkonstant	0.09672192281	0.09676807221	0.10295677256	0.1030144227	0.02516662683	0.0252251670	1.025225167
Abtastzeit	0.01	0.01	0.01	0.01	0.002	0.002	0.1
Pole	-1.2217e+04 -3.2843e+02 -1.34967 ± i 1.3887 -0.1715	-3.1979e+02 -1.3507 ± i 1.39 -0.1715	-1.2217e+04 -3.2820e+02 -3.8514 ± i 3.36 -0.6500 ± i 6.28 -0.17217	-3.1959e+02 -3.8517 ± i 3.355 -0.6506 ± i 6.2825 -0.17219	-1.2217e+04 -3.2820e+02 -3.8513 ± i 3.36 -0.1870 ± i 7.428 -0.5267 ± i 5.652 -9.4765e-02	-3.8516 ± i 3.355 -0.094771 -0.1874 ± i 7.428 -0.5269 ± i 5.65 -3.1959e+02	-1.4369 0.0000
Rechenzeit für einen Zeitschritt	2.9059e-03	2.7860e-03	2.8721e-03	2.8090e-03	2.8842e-03	2.8146e-03	1.6132e-03

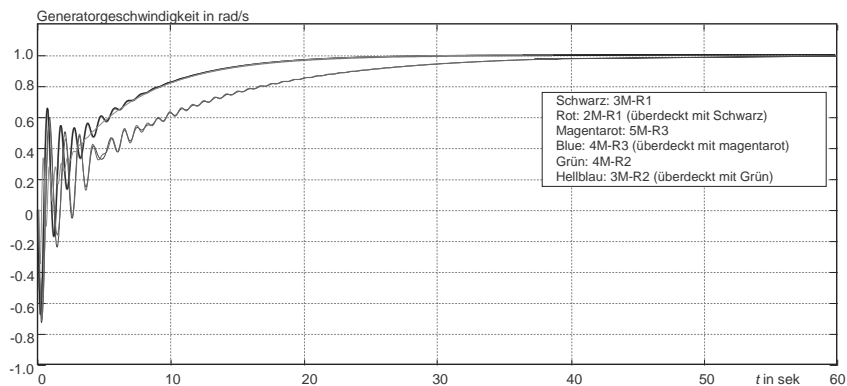


Bild 9: Simulationsergebnisse

7. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Modelle für das rotierende Teilsystem einer Windkraftanlage vorgestellt. Simulationsergebnisse zeigen, dass in einer ersten Stufe einfache Modelle wie ein- oder zwei Massenmodelle eingesetzt werden können. Allerdings ist die Dynamik der Rotorblätter mit dem Antriebsstrang gekoppelt, und im Falle der modellbasierten Regelung sind genauere Modelle erforderlich. Diese Arbeit entspricht einer ersten Studie. Der nächste Schritt besteht darin, in die Modelle die senkrechten Vibrationen der Rotorblätter sowie die Dynamik des Turms einzufügen.

Literatur

- [1] Ashuri, T., J. R. R. A. Martins und G. Zaaier: Aeroservoelastic design definition of a 20 MW common research wind turbine model. *Wind Energy*, 2016.
- [2] Ashwini, P. und T. Archana: Mathematical modeling of wind energy system using two mass model including generator. *International Journal of Emerging Trends in Electrical and Electronics*, V. 12, S. 18-23, 2016.
- [3] Bak, C., F. Zahle, R. Bitsche, T. Kim, A. Yde, L. C. Henriksen, A. Natarajan und M. Hansen: Description of the DTU 10 MW Reference Wind. DTU Wind Energy, Roskilde, 2013.
- [4] Bianchi, F. D. , H. de Battista und R. J. Mantz: Wind Turbine Control Systems. Springer-Verlag, London, 2007.
- [5] Boukhezzer B. und H. Siguerdidjane: Nonlinear control of a variable-speed wind turbine using a two-mass model. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, V.26, S. 149-162, 2011.
- [6] Chen, H., und Y. Zhang: Power System Optimization: Large-scale Complex Systems Approaches. John Wiley & Sons, Singapore, 2016.
- [7] Dang D. Q. , Y. Wang und W. Cai: A multi-objective optimal nonlinear control of variable speed wind turbine". Tagungsband der *2009 IEEE International Conference on Control and Automation*, Christchurch, 2009.
- [8] Eggleston, D. M., und F. S. Stoddard: Wind Turbine Engineering Design, Van Nostrand Reinhold, New York, 1987.
- [9] Fortmann, J.: Modeling of wind turbines with doubly fed generator system. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [10] Friis, J., E. Nielsen, J. Bonding, F. Daher Adegas, J. Stoustrup und P. Fogh. Repetitive model predictive approach to individual pitch control of wind turbines. Tagungsband der *50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference*, Orlando, 2011.
- [11] Gentile, A., und D. Trudnowski: A low-order wind-turbine model for power system transient stability studies. Tagungsband der AWEA, Portland, 2002.
- [12] Gonzalez-Longatt, F., P. Regulski, H. Novanda und V. Terzija: Impact of shaft stiffness on inertial response of fixed speed wind turbines. *Automation of Electric Power Systems*, V. 36, 2012.
- [13] Jasiewicz, B., und M. Geyler: Wind turbine modelling and identification for control system applications. Tagungsband der *European Wind Energy Conference*, Brussels, S. 280-284, 2011.
- [14] Jelavic, M. und N. Peric: Wind turbine control for highly turbulent winds. *Automatika*, V. 50, S. 35–151, 2009.
- [15] Jonkman, J., S. Butterfield, W. Musial und G. Scot: Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development," NREL, Golden, Colorado, 2009.
- [16] Leithead, W. E., S. A. de la Salle, D. Reardon und M. J. Grimble: Wind turbine modelling and control. Tagungsband der *International Conference on Control '91*, Edinburgh, 1991.
- [17] Li H., und Z. Chen: Transient stability analysis of wind turbines with induction generators considering blades and shaft flexibility. Tagungsband der *33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON)*, Taipei, 2007.
- [18] Mahmoud, M. S., M. F. Hassan und M. G. Darwish, Large-Scale Systems, Marcel Dekker, 1985.
- [19] Mirzaei, M., L. C. Henriksen, N. K. Poulsen, H. H. Niemann und M. H. Hansen: Individual pitch control using LIDAR measurements. Tagungsband der *2012 IEEE International Conference on Control Applications*, Dubrovnik, 2012.

- [20] Moriarty, P. J., und S. B. Butterfield: Wind turbine modeling overview for control engineers. Tagungsband der *American Control Conference*, Saint Louis, 2009.
- [21] Morisse, M., A. Bartschat und J. Wenske: Dependency of the lifetime estimation of power modules in fully rated wind turbine converters on the modelling depth of the overall system. Tagungsband der *18th European Conference on Power Electronics and Applications*, Karlsruhe, 2016.
- [22] Mueen S. M., M. Hasan Ali, R. Takahashi, T. Murata, J. Tamura, Y. Tomaki, A. Sakahara and E. Sasano, "Comparative study on transient stability analysis of wind turbine generator system using different drive train models," *IET Renewable Power Generation*, V. 1, S. 131-141, 2007.
- [23] Papathanassiou, S. A., und M. P. Papadopoulos: Mechanical stresses in fixed-speed wind turbines due to network disturbances. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, V. 16, S. 361-367, 2001.
- [24] Pournaras, C., V. Riziotis und A. Kladas: Wind turbine control strategy enabling mechanical stress reduction based on dynamic model including blade oscillation effects. Tagungsband der *International Conference on Electrical Machines*, Vilamoura, 2008.
- [25] Ramtharan, G., O. Anaya-Lara, E. Bossanyi und N. Jenkins: Influence of structural dynamic representations of FSI wind turbines on electrical transients. *Wind Energy*, V. 10, S. 293-301, March 2007.
- [26] Salman, S. K. und A. L. J. Teo: Windmill modeling consideration and factors influencing the stability of a grid-connected wind power-based embedded generator. *IEEE Transactions on Power Systems*, V. 18, S. 793-802, 2003.
- [27] Sami M. und R. J. Patton: An FTC approach to wind turbine power maximisation via T-S fuzzy modelling and control. Tagungsband der *8th IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes*, Mexico City, 2012.
- [28] Schlipf, D., D. J. Schlipf und M. Kühn: Nonlinear model predictive control of wind turbines using LIDAR. *Wind Energy*, V. 16, S. 1107-1129, 2013.
- [29] Shan W. und M. Shan: "Gain scheduling pitch control design for active tower damping and 3P harmonic reduction. Tagungsband der EWEA, Copenhagen, 2012.
- [30] Slootweg, J. G., S. W. H. de Haan, H. Polinder und W. L. Kling: General model for representing variable speed wind turbines in power system dynamics simulations. *IEEE Transactions on Power Systems*, V. 18, S. 144-151, 2003.
- [31] Sørensen, P., A. D. Hansen und P. A. Carvalho Rosas: Wind models for simulation of power fluctuations from wind farms. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, V. 90, S. 1381-1402, 2002.
- [32] van der Tempel, J. und D.-P. Molenaar: Wind turbine structural dynamics - A review of the principles for modern power generation, onshore and offshore. *Wind Engineering*, V. 26, S. 211-220, 2002.
- [33] Wasynczuk, O., D. T. Man und J. P. Sullivan: Dynamic behavior of a class of wind turbine generators during random wind fluctuations. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, V. PAS-100, S. 2837-2845, 1981.
- [34] Xiao, S., G. Yang und H. Geng: Nonlinear pitch control design for load reduction on wind turbines. Tagungsband der *International Power Electronics Conference*, Hiroshima, 2014.
- [35] Xu, H., H. Xu, L. Chen und J. Wenske: Active damping control of DFIG wind turbines during fault ride through. Tagungsband der *International Conference on Electric Power and Energy Conversion Systems*, Istanbul, 2013.

Antriebsstrangdynamik einer Windenergieanlage inklusive elektromechanischer Kopplung

D. Matzke, G. Jacobs, R. Schelenz,

Center for Wind Power Drives, RWTH Aachen University, Aachen;

S. Rick, K. Hameyer,

Institut für Elektrische Maschinen, RWTH Aachen University, Aachen;

N. Averous, R. De Donker,

Institute for Power Generation and Storage Systems,

RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Unerwartete Ausfälle von Windenergieanlagen (WEA) treten zu häufig auf und beeinflussen direkt die Stromgestehungskosten durch teure Reparaturen oder lange Stillstandszeiten. Ursache hierfür sind u. a. Lasten, die aus der komplexen Dynamik der Gesamtanlage resultieren, welche bei der Auslegung und Zertifizierung aktuell nicht berücksichtigt werden. Hier stellen unter anderem Schäden aufgrund von Einflüssen aus dem elektrischen System, beispielsweise schlupfbedingte Schäden an den Lagern der schnellen Welle, ein nennenswertes Problem dar [1]. Daher werden Gesamtanlagenmodelle benötigt, die das dynamische Verhalten abbilden und die Lasten korrekt berechnen können [2, 3]. Aufgrund dessen ist die Modellbildung der elektromechanischen Kopplung aktuell Gegenstand des Interesses von Forschung und Industrie [4]. Diese Modelle müssen selbstverständlich validiert werden, wofür sich Systemprüfstände besonders eignen, da Gesamtsystemverhalten und resultierende Lasten unter kontrollierten Bedingungen und wiederholbar gemessen werden können. Ein solcher 4 MW Systemprüfstand wird aktuell zu diesem Zweck mit einer generischen 2,7 MW Forschungs-WEA am Center for Wind Power Drives betrieben [5]. Durch ein spezielles, in [6] und [7] präsentiertes Hardware-in-the-Loop Konzept (HiL) können auf dem Prüfstand Betriebsszenarien, wie sie im Feld auftreten, unter Berücksichtigung aller relevanten Gesamtsystemeinflüsse emuliert werden.

In diesem Beitrag wird ein multiphysikalisches Gesamtanlagenmodell der WEA inklusive Prüfstand vorgestellt und mit Messergebnissen validiert. Der Fokus liegt hierbei auf Lasten aus dem elektrischen System und dessen Wechselwirkung mit dem mechanischen Antriebsstrang.

Kern des Modells bildet ein Mehrkörpersimulationsmodell (MKS-Modell) der mechanischen Komponenten [8]. Des Weiteren besteht es aus einem Modell des Prüfstandes und dessen

Regelung, vorgestellt in [6] und [9] sowie Modellen des elektrischen Systems. Dies sind ein Umrichtermodell modelliert nach FGW TR04 [10, 19] und ein elektromagnetisches Grundwellenmodell (EMT-Modell) des Generators. Im zweiten Teil wird das Modell im Hinblick auf die korrekte Abbildung von Lasten aus dem elektrischen System und Wechselwirkungen zwischen den elektrischen und mechanischen Teilen des Antriebsstrangs qualitativ validiert. Anschließend folgt eine Diskussion der Ergebnisse sowie Schlussfolgerungen für das weitere Modellierungsvorgehen. Dabei wird die Abbildung des Gesamtanlagenverhaltens sowie ein Ansatz zur direkten elektromechanischen Kopplung basierend auf vorangegangenen Arbeiten der Autoren [11] diskutiert.

1. Einleitung

Auslegungsbedingte Ausfälle im elektromechanischen Antriebsstrang beeinträchtigen nach wie vor die Zuverlässigkeit von Windenergieanlagen [12]. Darunter fallen sowohl Schäden an mechanischen Komponenten wie den Lagern oder den Verzahnungen des Getriebes als auch Schäden in den Leistungsteilen des elektrischen Systems. Zwar kommen die Erstgenannten seltener vor, sind aber gleichzeitig kostenintensiver zu reparieren und sorgen für längere Stillstandszeiten, weswegen sich der Einfluss auf die Stromgestehungskosten in einer ähnlichen Größenordnung bewegt. In der Literatur findet man meist Lastzustände als Ursache, welche bei der Auslegung nicht ausreichend berücksichtigt wurden [13, 1]. Es scheint also ein Defizit bei den aktuellen Lastrechnungs-Tools und Simulationsmodellen zu geben, welche im Auslegungs- und Designprozess verwendet werden.

Das Problem bei der Berechnung der erwähnten Lastzustände liegt an der Komplexität des Systems Windenergieanlage. Zum einen besteht solch eine Anlage aus hochflexiblen Komponenten wie Rotor, Maschinenträger und Turm, deren niedrige Eigenfrequenzen im Anregungsspektrum des Winds liegen, welcher stark in den mechanischen Antriebsstrang eingekoppelt und somit das ganze System anfällig für Schwingungen macht. Aufgrund der turbulenten Natur des Windes sowie der hohen Lasten in allen sechs Freiheitsgraden, die eingekoppelt werden, ist dies besonders problematisch. Zum anderen werden über das elektrische System bestehend aus Umrichter und Generator Lasten und Dynamiken aus dem Netz ebenfalls in die Anlage eingekoppelt. Über das Zusammenspiel der genannten Komponenten wechselwirken diese Effekte miteinander und machen damit die Lastberechnung von Windenergieanlagen zu einer komplexen Aufgabe. Es werden also Simulationsmodelle benötigt, die Lasten im elektromechanischen Antriebsstrang unter Berücksichtigung der genannten Effekte und Wechselwirkungen des Gesamtsystems berechnen können. Die Wissenschaft

und auch die Industrie erkennen diesen Bedarf bereits an, wie beispielsweise an den letzten Richtlinien und Empfehlungen des Germanischen Lloyds zu sehen ist [14]. Aufgrund dessen werden multiphysikalische Modelle entwickelt und untersucht [15]. Allerdings steigt mit jedem weiteren lokalen abgebildeten Effekt der Rechenaufwand, was dazu führt, dass der globale Detaillierungsgrad reduziert werden muss, um im Bereich sinnvoller Rechenzeiten zu bleiben. Aufgrund dessen sind die Modelle dann aber nicht in der Lage, die kritischen Lasten an den lokalen Komponenten wie Verzahnungen, Lager oder Modulen der Leistungselektronik zu berechnen. Die Autoren sehen hierfür eine Kombination von Modellen mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden als Lösung an [2]. Das Ziel dieser Arbeit ist daher ein WEA-Gesamtanlagenmodell inklusive Systemprüfstand zu entwickeln, welches in der Lage ist, Schnittlastverläufe unter Berücksichtigung aller relevanten Gesamtsystemeinflüsse zu berechnen. Diese stehen dann als Eingangsgrößen für detailliertere Komponentenmodelle zu Berechnung der erwähnten kritischen Lasten am Maschinenelement zur Verfügung. Beispiele wären hier Getriebeeingangslasten oder Planetenradlasten für detaillierte Getriebemodelle oder Strom- und Spannungsverläufe zwischen Umrichter und Generator für detaillierte elektromagnetische oder thermische Modelle der elektrischen Leistungsteile. Wichtig ist dabei, dass die gesamte Modellkette mit ausführlichen Messkampagnen auf dem Prüfstand validiert werden kann und wird.

2. Methode und Vorgehen

Ein wichtiger Punkt ist die Wahl von sinnvollen Detaillierungsgraden für die einzelnen Bausteine des Gesamtanlagenmodells, um noch alle relevanten Effekte abbilden zu können, gleichzeitig aber möglichst recheneffektiv zu sein. In diesem Beitrag wird zunächst ein verhältnismäßig detailliertes Modell aufgebaut, untersucht und validiert. In zukünftigen Arbeiten soll dieses Modell dann vereinfacht und die Ergebnisse analysiert werden, um aus den Erkenntnissen sinnvolle Empfehlungen für die Simulationswerkzeuge der Industrie abzuleiten. Die entwickelte Modelltopologie inklusive aller Teilmodelle und dazwischen ausgetauschten Werten des Gesamtanlagenmodells ist in Abbildung 1 dargestellt. Das mechanische MKS-Modell ist mit dem HiL-Modell des Prüfstandes und mit den elektromagnetischen Modellen via Co-Simulation verknüpft [3]. Die elektromagnetischen Modelle bestehen aus einem Generatormodell, einem Umrichtermodell und einem Netzmodell. Des Weiteren wird das Originalmodell einer generischen Anlagenregelung zur Steuerung verwendet.

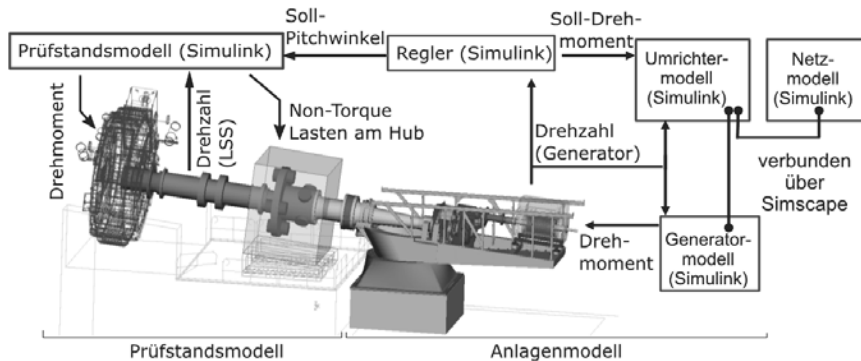


Bild 1: Modelltopologie des Gesamtanlagenmodells

3. Modellbildung

Ein MKS-Modell der WEA auf dem Prüfstand wurde in sechs Freiheitsgraden erstellt. Für alle Wellen und den Planetenträger, Trag- und Anschlussstrukturen sowie die Gehäuse wurden FE-Modelle erstellt und die Steifigkeiten berechnet. Die Modelle derjenigen Komponenten, die relevante Verformungen unter Last zeigen, wurden dann mithilfe der Craig-Bampton Methode modal reduziert und im MKS-Modell als flexible Körper implementiert [16]. Dies sind die Wellen des Anlagenantriebsstrangs, vor allem die Hauptwelle, der Maschinenträger sowie Planetenträger und Getriebegehäuse. Die Steifigkeiten anderen Komponenten wie zum Beispiel das Generatorgehäuse oder das Gehäuse der Lasteinheit erwiesen sich als irrelevant für die Dynamik des Antriebsstrangs.

Für die Stahllammellenkupplung zwischen Getriebe und Generator wurden die Herstellerangaben der Steifigkeiten genutzt und als Kraftelemente implementiert.

Alle Verzahnungen wurden zunächst über ein Kraftelement implementiert, welches die Verzahnungskräfte analytisch unter Berücksichtigung der linearen Materialverformung berechnen. Die Berechnung der Verzahnungssteifigkeit basiert dabei auf der DIN 3990.

Die Steifigkeiten der Lager wurden basierend auf Herstellerangaben berechnet und über Kraftelemente als Kennlinien in radialer und axialer Richtung implementiert. Das Azimutlager stellt hier eine Ausnahme dar. Hier wurde ein FE-Modell erstellt, um die Steifigkeitskennlinie zu berechnen.

Die Steifigkeiten und Dämpfungen der Generatorelastomerfüße wurden auf einem Linearzylinderprüfstand vermessen und anschließend als Kraftelemente implementiert. Die Elastomerelemente der Drehmomentenstützen wurden beim Hersteller vermessen und die Steifigkeiten und Dämpfung analog als Kraftelemente implementiert.

Dieser Modellierungsansatz erlaubt die Berechnung aller relevanten mechanischen Schnittlastverläufe bei gleichzeitig überschaubaren Rechenzeiten.

Das HiL Modell besteht aus einem validierten aeroelastischen Rotormodell sowie einer Trägheitseмуляtion, wie sie auch auf dem Prüfstand zum Einsatz kommen [6, 9]. Da das HiL Modell auf der dSpace Hardware des Prüfstandes mit einer Matlab s-function arbeitet, wird genau diese auch im Gesamtanlagenmodell verwendet. Das HiL Modell ist echtzeitfähig und benötigt von daher wenig Rechenkapazitäten, weswegen keine weiteren Anpassungen nötig sind.

Die elektromagnetischen Modelle bestehen aus einem Generatormodell, einem Umrichtermodell sowie einem Modell des Netzes. Der Generator ist eine Asynchronmaschine mit geschrägten Rotorwicklungen. Allerdings wurde der Rotor im Anschlusskasten kurzgeschlossen, sodass der Generator wie ein Käfigläufer arbeitet. Der Stator wurde entsprechend an einen Vollumrichter angeschlossen [20].

Das Generatormodell ist ein Grundwellenmodell basierend auf analytischen Differentialgleichungen [17]. Dies wurde als ausreichend für das Gesamtanlagenmodell erachtet, da die erwarteten Schadensrelevanten Lasten eher im niedrigen Frequenzbereich liegen.

Der Umrichter ist modelliert und validiert basierend auf der Technischen Richtlinie 4 der Fördergesellschaft Windenergie (FGW) [10, 19]. Es wurde vom Projektpartner Siemens AG bereitgestellt und beinhaltet die originale Regelungssoftware.

Das Netzmodell ist mit einer idealen Spannungsquelle und einer Kurzschlussimpedanz des Netzes modelliert.

Da der generische Anlagenregler zum Betrieb der Anlage auf dem Prüfstand ebenfalls in Simulink läuft, wurde genau dieses Modell für das Gesamtanlagenmodell genutzt [18]

4. Qualitative Validierung

In diesem Abschnitt wird eine erste qualitative Validierung des Verhaltens der elektromagnetischen Modelle sowie deren Wechselwirkung mit dem MKS-Modell durchgeführt. Dazu wird der Prüfstand in Drehzahlregelung betrieben. Gleichzeitig werden Sprünge auf die Sollgrößen des elektrischen Systems vorgegeben, um so das Verhalten zunächst ohne Einfluss der Aerodynamik oder Anlagenregelung bewerten zu können. Dieses Szenario wird in der Simulation analog eingestellt, sodass anschließend die Resultate verglichen werden können. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Mechanik im MKS-Modell bis auf die Dämpfung, wie in [8] präsentiert, ausreichend gut abgebildet ist.

In Abbildung 2 und 3 sind die Verläufe für einen Sollwertsprung des Generatormoments von 14 kNm auf 12 kNm bei einer konstant geregelten Hauptwellendrehzahl von 14 U/min zu sehen.

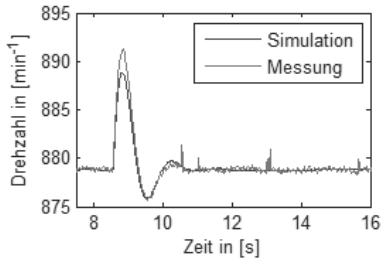


Bild 2: Drehzahlverlauf bei Sollwert-sprung des Momentes

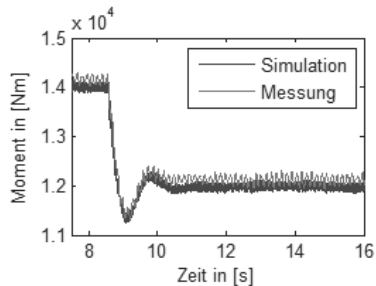


Bild 3: Momentenverlauf bei Sollwert-sprung des Momentes

Abbildung 3 zeigt den Verlauf des Drehmoments zwischen Generator und Kupplung sowie den entsprechenden Wert aus dem MKS-Modell. In Abbildung 2 ist der Verlauf der Generatordrehzahl abgebildet, um den Einfluss der Drehzahl bzw. der Drehzahlregelung einordnen zu können. Die Verläufe zeigen zunächst, bis auf eine schlechtere Dämpfung einer Eigenfrequenz bei circa 6,5 Hz in der Messung [8], eine gute Übereinstimmung. Jedoch wird durch einen Vergleich mit der Drehzahl ersichtlich, dass dieser Verlauf maßgeblich von der Drehzahlregelung abhängt. Um die korrekte Abbildung der Dynamik der elektromagnetischen Modelle zu bewerten, wäre das Luftspaltmoment am geeignetsten, welches jedoch nicht gemessen werden kann. Dem am nächsten kommt ein Vergleich über die Leistung im Generatorstrom, was in Abbildung 4 und 5 zu sehen ist.

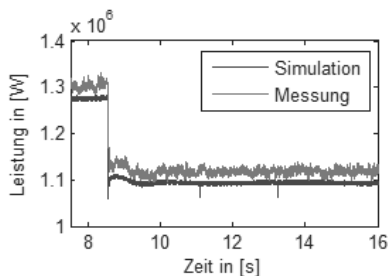


Bild 4: Maschinenseitiger Wirkleistungsverlauf

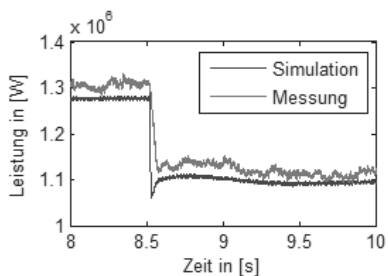


Bild 5: Maschinenseitiger Wirkleistungsverlauf (Ausschnitt)

Der Verlauf mit niedrigerer Dynamik, welcher durch die Rückkopplung der Drehzahl ins Generatormodell entsteht, stimmt relativ gut überein. Die schnelle Dynamik aus dem elektrischen System selbst weist jedoch eine verhältnismäßig große Abweichung auf. Dies liegt jedoch in dem Tiefpassverhalten der Leistungsberechnung aus den Strom- und Spannungsmesssignalen begründet. Wendet man dieselben Berechnungsmethode auf die Simulationsergebnisse an, zeigt sich dieselbe Begrenzung der Dynamik, wie in Abbildung 6 zu sehen.

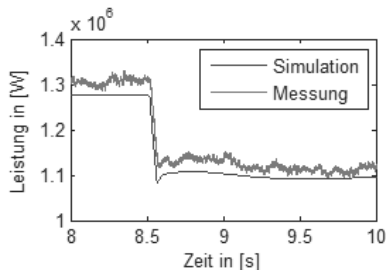


Bild 6: Maschinenseitiger Wirkleistungsverlauf mit Filter

Einen weiteren qualitativen Hinweis auf die Validität der dynamischen Lastaufprägung erhält man, wenn man die Höhe des Sprungs erheblich steigert. Bei einem Sprung von 24,7 kNm auf 12,5 kNm, das entspricht 100% bzw. 50 % Nennmoment, zeigt sich eine über andere Einflüsse hinausgehend messbare Anregung der dritten Eigenfrequenz des Antriebsstrangs durch das elektrische System [8], wie in Abbildung 7 zu sehen ist. Es ist zu erkennen, dass die Dämpfung im MKS-Modell überschätzt wird, ansonsten der Energieeintrag der Anregung jedoch ähnlich ausfällt.

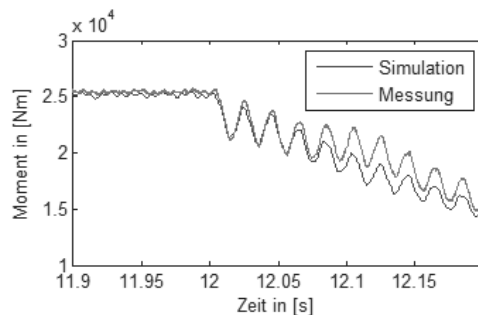


Bild 7: Momentenverlauf bei Sollwert-sprung des Momentes

Diese Zusammenhänge zeigen zum einen, dass die Lastaufprägung des gekoppelten Systemverhaltens nach einer qualitativen Abschätzung gut abgebildet ist, eine quantitative Validierung der bezüglich der schnellen Dynamiken der elektrischen Systems jedoch schwierig ist. Es wird ersichtlich, dass eine detaillierte Abbildung der elektrischen Dynamiken für die Modellierungsziele auf mechanischer Seite des Gesamtanlagenmodells eine eher untergeordnete Rolle im Vergleich zu Schwingungsanregungen aus dem mechanischen System selbst sowie der Dynamik der Regelung spielt.

5. Schlussfolgerungen für weitere Modellierungsschritte

Basierend auf diesen Ergebnissen gedenken die Autoren im weiteren Vorgehen zwei unterschiedliche Modellierungsstrategien zu verfolgen.

Da sich gezeigt hat, dass die Dynamik des elektrischen Systems so schnell ist, dass eine detaillierte Abbildung für schadensrelevante, also eher niederfrequente Dynamiken im mechanischen System wenig sinnvoll ist, sollen für dahingehende Untersuchungen einfachere und recheneffizientere Modelle für das elektrische System entwickelt werden. Daher ergibt sich als Strategie für das Gesamtanlagenmodell, unterschiedliche Detaillierungsgrade der Modelltopologie zu untersuchen, abhängig davon, ob man Schäden im mechanischen oder Schäden im elektrischen Teil des Antriebsstrangs als Untersuchungsziel hat, und dieses Vorgehen natürlich entsprechend zu validieren.

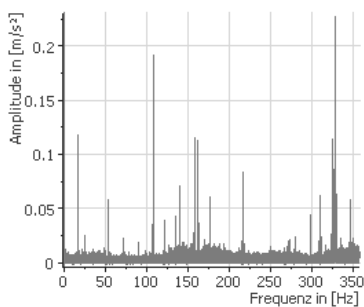


Bild 8: Spektrum der Beschleunigung auf Generatorgehäuse

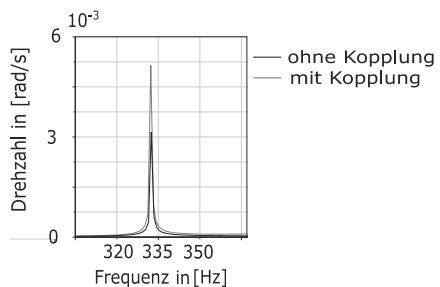


Bild 9: Ergebnis zur Modellbildung bezüglich der Wicklungsharmonischen aus vorangegangenen Arbeiten der Autoren [11]

Des Weiteren zeigen erste Einblicke in die Ergebnisse von Beschleunigungs- und Drehzahlmessungen am Generator, dass im Bereich mittlerer bis hoher Frequenzen durchaus Dynamiken vorhanden sind, die aus der Feldentstehung des Generators resultieren und potentiell

durch die Kopplung zwischen Mechanik und Feldentstehung beeinflusst werden, wie die Autoren bereits in [11] gezeigt haben. Insbesondere Wicklungs- und Nutharmonische sind zu erkennen, wie die erste Wicklungsharmonische bei 330 Hz im Nennbetrieb, was an einer gemessenen Gehäusebeschleunigung in Abbildung 8 gut zu sehen ist. In Abbildung 9 ist ein Auszug aus [11] bezüglich dieser Wicklungsharmonischen dargestellt. Außerdem sind in Abbildung 8 Überhöhungen mit Frequenzen der Polpaarzahl mal Drehzahl sowie deren Vielfache zu erkennen. Insbesondere der Peak bei 109 Hz ist nicht allein durch elektromagnetische Störungen im Messsignal zu erklären. Diese Effekte konnten bisher jedoch nur lokal am Generator festgestellt werden. Daher gedenken die Autoren bezüglich der Modellbildung der Dynamik des Generators die in [11] entwickelte Modellschnittstelle geeignet zu vereinfachen und mit dem Gesamtanlagenmodell zu hybridisieren. Dieser Ansatz soll dann validiert und bezüglich erforderlicher Modellierungstiefe untersucht werden.

6. Ausblick auf Möglichkeiten des Modells sowie weitere Validierung durch Prüfungsmessungen

Mit dem Gesamtanlagenmodell können dann, nach Abschluss der quantitativen Validierung, die eingangs diskutierten Schnittlastverläufe berechnet und in Kombination mit detaillierten Teilmodellen die kritischen Lasten berechnet und analysiert werden. Im Folgenden soll dies anhand eines Teillastszenarios, Betrieb bei 8 m/s mittlerer Windgeschwindigkeit und 14 % Turbulenzintensität, mit dem aktuellen Stand des qualitativ validierten Modells veranschaulicht werden.

In Abbildung 10 sind hierzu das durch das Rotormodell aufgeprägte Drehmoment, exemplarisch ein Biegemoment sowie der auf der Gesamtanlagendynamik basierende Drehzahlverlauf abgebildet. Abbildung 11 zeigt das Koordinatensystem der abgebildeten Lasten.

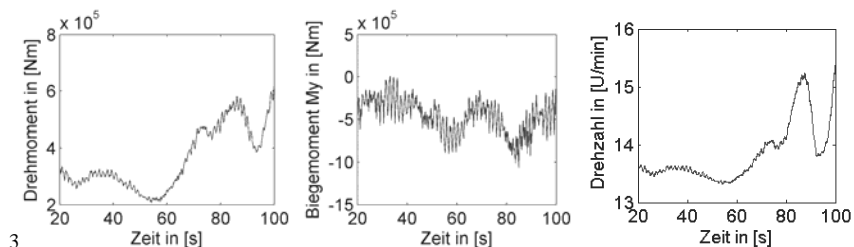


Bild 10: An der Nabe aufgeprägte Lasten bei Teillastszenario

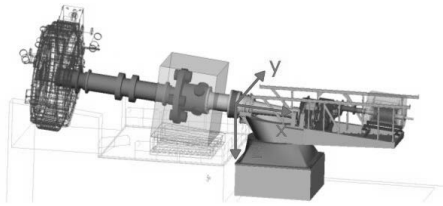


Bild 11: Koordinatensystem der angegebenen Lasten

Mit dem Gesamtanlagenmodell können nun sämtliche relevanten Schnittlastverläufe, beispielsweise die Getriebeeingangslasten, wie in Abbildung 12 zu sehen, berechnet werden. Die Lasten sind erneut im Koordinatensystem aus Abbildung 11 angeben.

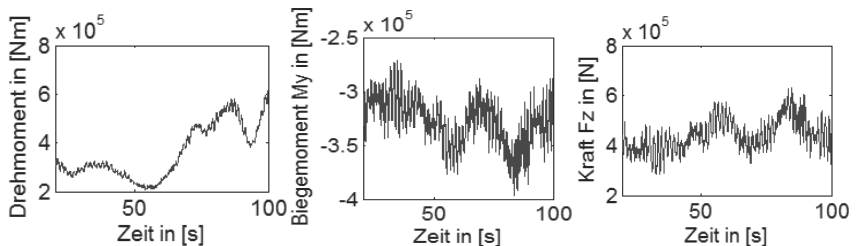


Bild 12: Getriebeeingangslasten bei Teillastszenario

Abbildung 13 zeigt das vom Anlagenregler berechnete Sollmoment für den Generator sowie das Luftspaltmoment, wie es basierend auf dem Sollmoment durch die Anlagendynamik berechnet wird. Auch hier zeigt sich wieder, dass die Dynamik des elektrischen Systems schnell und im Vergleich zu der Dynamik des Reglers oder Dynamiken aus der Aerodynamik und Mechanik klein ist.

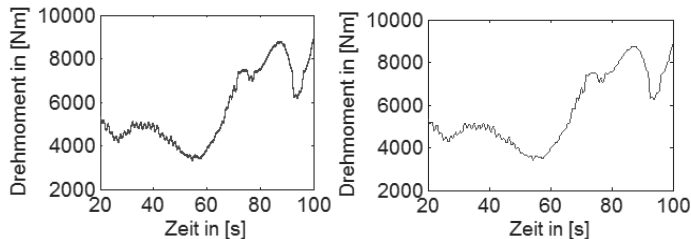


Bild 13: Verläufe des Soll- und tatsächlichen Luftspaltmoment bei Teillastszenario

Ebenso können Schnittlastverläufe in den elektrischen Untermodellen berechnet werden, wie Abbildung 14 durch einige exemplarisch ausgewählten Größen der Maschinenseite des Umrichters verdeutlicht.

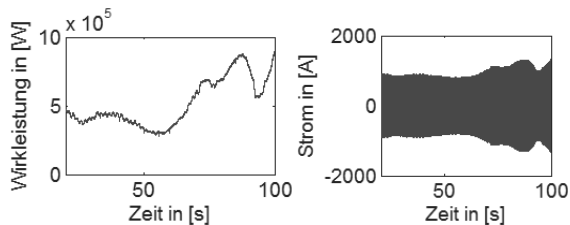


Bild 14: Verläufe im elektrischen System bei Teillastszenario

Des Weiteren können mit dem Modell Sonderlastfälle wie zum Beispiel Fault-Ride-Through (FRT) Szenarien simuliert werden. Abbildung 15 zeigt die Reaktion des Modells auf einen symmetrischen Spannungseinbruch des Netzes um 80% für 2000 Millisekunden. Aufgrund des Vollumrichterkonzeptes ist die geringe Reaktion im mechanischen System zu erwarten.

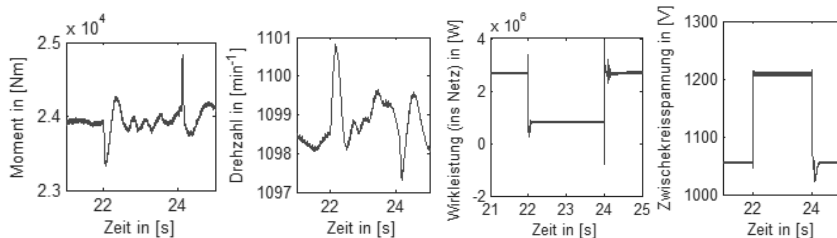


Bild 15: Verläufe bei symmetrischem Spannungseinbruch des Netzes für 2 Sekunden

Mit solchen FRT Szenarien, aber auch umfangreichen synthetischen Sprungvorgaben ähnlich zu den im Hauptteil diskutierten Verläufen, sollen in naher Zukunft die elektromagnetischen Teilmodelle wie bereits erwähnt nach FGW validiert werden. Im Anschluss wird dann mit verschiedenen Teil- und Volllastszenarien sowie Anfahr- und Stoppvorgängen das Gesamtanlagenverhalten validiert.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Es kommt immer noch zu häufig zu auslegungsbedingten Schadensfällen bei WEA. Diese liegen in nicht ausreichend berücksichtigten Lastzuständen begründet. Aufgrund dessen werden Gesamtanlagenmodelle entwickelt und mittels eines Systemprüfstands validiert, die die

se Lastzustände unter Berücksichtigung der globalen Wechselwirkungen berechnen können. Solch ein Gesamtanlagenmodell wurde in diesem Beitrag vorgestellt. Die Teilmodelle wurden in einem sinnvollen Detaillierungsgrad erstellt und per Co-Simulation verknüpft.

Zunächst wurde die elektromechanische Kopplung, d.h. die dynamische Lastaufprägung des Generatormoments auf das MKS-Modell qualitativ validiert. Diese Ergebnisse wurden bewertet und Schlussfolgerungen für das weitere Vorgehen bezüglich Modellbildung sowie quantitativer Validierung diskutiert. Wichtigste Erkenntnis war hier, dass für Schäden in unterschiedlichen Teilsystemen unterschiedlich detaillierte Teilmodelle für das Gesamtanlagenmodell entwickelt werden sollten.

Anschließend wurde anhand ausgewählter Betriebsszenarien ein Ausblick auf die Anwendungsmöglichkeiten des Gesamtanlagenmodells gegeben.

Als nächster Schritt wollen die Autoren die Teilmodelle sowie anschließend das Gesamtanlagenmodell umfassend quantitativ mithilfe der zum größten Teil bereits durchgeführten Messkampagnen mit dem 4 MW Systemprüfstand validieren. Parallel werden die unterschiedlichen Detaillierungsgrade für das Gesamtanlagenmodell entwickelt und ebenfalls analog validiert. Basierend auf diesen Erkenntnissen werden dann Modellierungsempfehlungen für die Auslegung und Zertifizierung abgeleitet und aktuelle Modellierungsempfehlungen nach IEC bewertet

8. Danksagungen

Dieses Forschungsprojekt – FKZ 035779, kurz: FVA-Gondel-Projekt – wird gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). Des Weiteren möchten wir uns bei den Industriepartnern, insbesondere der Siemens AG, und der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) für die gute Zusammenarbeit im Projekt bedanken.

Supported by:



Federal Ministry
for Economic Affairs
and Energy

on the basis of a decision
by the German Bundestag

- [1] K. Stadler, J. Baum: Premature white etching crack bearing failures in wind gearboxes, In: STLE Annual Meeting & Exhibition, May 18-22, 2014
- [2] J. Berroth, L. Bi, D. Matzke, A. Werkmeister, R. Schelenz and G. Jacobs: Nacelle Test Benches for Model Validation, In: Simpact Wind and Drive Train Conference, 2015
- [3] U. Jassmann, J. Berroth, D. Matzke, R. Schelenz, M. Reiter, G. Jacobs and D. Abel: Model predictive control of a wind turbine modelled in Simpact, In: The Science of Making Torque from Wind (Torque 2014), 2014
- [4] M. Kirschneck: Mastering Electro-Mechanical Dynamics of Large Off-Shore Direct-Drive Wind Wurbine Generators, In: Dissertation 2016 <http://repository.tudelft.nl/>
- [5] C. Liewen, D. Radner, D. Bosse, R. Schelenz, G. Jacobs: New infrastructure and test procedures for analyzing the effects of wind and grid loads on the local loads of wind turbine drivetrain components, In: Proceedings of DEWEK 2015, 19/20 May 2015, Bremen, Germany, 12th German Wind Energy Conference
- [6] S. Wellenberg, M. Marnett, W. Schröder: Real-time simulation of aeroelastic rotor loads for horizontal axis wind turbines, In: The Science of Making Torque from Wind 2014
- [7] N. Averous, M. Stieneker, S. Kock, C. Andrei, A. Helmedag, R. De Doncker, K. Hameyer, G. Jacobs, A. Monti: Development of a 4 MW Full-Size Wind-Turbine Test Bench, In: 2015 IEEE 6th International Symposium on Power Electronics for Distributed Generation Systems
- [8] D. Matzke, G. Jacobs, R. Schelenz: Full scale system simulation of a 2.7 MW wind turbine on a system test bench, In: Conference for Wind Power Drives 2017
- [9] U. Jassmann, M. Hakenberg, D. Abel: An Extended Inertia and Eigenfrequency Emulation for Full-Scale Wind Turbine Nacelle Test Benches, In: IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM) 2015, Busan, Korea
- [10] L. Leike, G. Geislberger, C. Neugebauer, F. Schwimmbeck (Siemens, Germany): Simulation Models based on Firmware, In: 13th Wind Integration Workshop, WIW14-1039
- [11] D. Matzke, S. Rick, S. Hollas, R. Schelenz, G. Jacobs, K. Hameyer: Coupling of electromagnetic and structural dynamics for a wind turbine generator, In: The Science of Making Torque from Wind (Torque 2016), 2016
- [12] S. Sheng: Report on Wind Turbine Subsystem Reliability — A Survey of Various Databases, In: NREL/PR-5000-59111, June 2013

- [13] H. Link, W. LaCava, J. van Dam, B. McNiff, S. Sheng, R. Wallen, M. McDade, S. Lambert, S. Butterfield, and F. Oyague: Gearbox Reliability Collaborative Project Report: Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing, In: Technical Report, NREL/TP-5000-51885, June 2011
- [14] Dr. A. Bockstedte (DNV GL): Evaluation of the minimum requirements for the dynamic analysis of wind turbine drive trains from the certification point of view Technical Report, In: Conference for Wind Power Drives, Aachen (Germany), 2015
- [15] J. Berroth, T. Kroll, R. Schelenz and G. Jacobs: Investigation on pitch system loads by means of an integral multi body simulation approach, In: The Science of Making Torque from Wind (Torque 2016), 2016
- [16] Craig, R. R. Jr., Bampton, M. C. C: Coupling of Substructures for Dynamic Analysis, In: AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, 1968, pp. 1313-1319
- [17] S. Rick, M. Oberneder, K. Hameyer: Torsional Vibrations in Multi-Megawatt Wind Turbine Induction Generators, In: Conference for Wind Power Drives 2017
- [18] L. Bi, R. Schelenz; G. Jacobs: Dynamic simulation of full-scale nacelle test rig with focus on drivetrain response under emulated loads, In: Conference for Wind Power Drives, Aachen (Germany), 3-4 March 2015, pp: 127-139, 2015
- [19] Fördergesellschaft Windenergie, Technische Richtlinien für Erzeugereinheiten und –anlagen, Revision 08, http://www.wind-fgw.de/pdf/TR8_Rev08_preview_d%20.pdf
- [20] N. Averous, A. Berthold, A. Schneider, F. Schwimmbeck, R. De Doncker, A. Monti: Performance tests of a power-electronics converter for multi-megawatt wind turbines using a grid emulator, In: The Science of Making Torque from Wind (Torque 2016), 2016