

Stefan Hauptmann
Alireza Rezaeian
Birger Luhmann
Marko Grandy

Verbundprojekt

Objektive Kriterien zu Erschütterungs- und Schallemissionen durch Windenergieanlagen im Binnenland (TremAc)

Abschlussbericht im Teilprojekt

Einfluss der Triebstrangdynamik auf die Emission von Erschütterungen und Infraschall

Abschlussbericht zum Verbundprojekt

Objektive Kriterien zu Erschütterungs- und Schallemissionen durch Windenergieanlagen im Binnenland (TremAc)

Zuwendungsempfänger:

MesH Engineering GmbH

Förderkennzeichen:

0325839A

Projektbezeichnung:

**Teilvorhaben: Einfluss der Triebstrangdynamik auf die Emission von
Erschütterungen und Infraschall**

Laufzeit des Vorhabens:

01.02.2016 – 31.07.2019

Projektzeitraum:

01.02.2016 – 31.07.2019

Ausführendes Institut:

MesH Engineering GmbH

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen 0325839A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.“

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages



Projektträger Jülich
Forschungszentrum Jülich

ZUSAMMENFASSUNG

Zur Verminderung der von einem Getriebe ausgehenden Tonalität bei einer Windenergieanlage wurden Optimierungsansätze entwickelt und verifiziert, die eine Reduzierung der Anregungsamplituden aus Getriebestufen ermöglichen.

In diesem Teilvorhaben wurde zudem die Umsetzung eines innovativen Ansatzes für eine frequenz- und amplitudenabhängige Modellierung der elastischen Lagerung des Triebstrangs basierend auf einem rheologischen Modell erforscht. Mit der Anwendung dieser Technologie werden die Übertragung von Vibrationen ausgehend von dem Getriebe in Richtung Turm reduziert, was bedeutet, die Lagerlasten zu verringern. Entsprechend wird die resultierende Schallabstrahlung des Turms gemindert.

Der zu Grunde gelegte Ansatz wurde bereits für die Automobilindustrie erfolgreich umgesetzt, hatte aber bislang keine Anwendung im Bereich der Windenergie. Die prinzipielle Anwendung dieser Technologie im Bereich der Windenergie wurde hier erforscht und analysiert und an Hand eines numerischen Beispiels demonstriert. Mit der Anwendung dieser Technologie im Bereich der Windenergie findet hier eine „Übertragung von Erkenntnissen aus anderen Technologiebereichen auf die Technik der Windenergienutzung“ statt.

Die Tätigkeiten und Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit wurden zur Entwicklung eines simulativen Prozesses und eines numerischen Werkzeuges verwendet. Eine Anwendung dieses Verfahrens und des entwickelten Tools ermöglicht der Windindustrie die Infraschallemission der Windenergieanlagen simulativ zu prognostizieren und konstruktiv zu reduzieren. Bereits zum Ende der Projektzeit kam der entwickelte Prozess zur Vibroakustische Analyse einer industriellen Windenergieanlage zum Einsatz.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Abbildungsverzeichnis	5
Tabellenverzeichnis	5
Abkürzungsverzeichnis	6
1 Einleitung	7
2 Wissenschaftliche und/oder technische Arbeitsziele des Teilvorhabens	9
3 Stand der Wissenschaft und Technik	10
4 Grundlagen der Akustik und Modellaufbau	11
4.1 Schallabstrahlung und Tonalität	11
4.1.1 Definition von Schall	11
4.1.2 Die Akustische Kette der Schallübertragung bei Windenergieanlagen .	11
4.1.3 Infraschall	12
4.1.4 Tonalität	12
4.1.5 Lärm Minderungsmaßnahmen an Windenergieanlagen	13
4.1.6 Minderung der Tonalität an einer Windenergieanlage	13
4.2 Modellaufbau	13
4.2.1 Modellierung der Windenergieanlage	13
4.2.2 Modellaufbau Getriebe	15
4.2.3 Modulare Aufbau der Gondleinheit	17
4.2.4 Aufbau eines detaillierten Maschinenträger-Turm-Verbundes	17
4.2.5 Anpassung des Modells für die Vibro-akustische Analyse	18
5 Studien und Ergebnisse des Teilvorhabens	20
5.1 Methodische Verfahren zur Vibrations- und Schallbewertung	20
5.1.1 Ermittlung der Übertragungsfunktion	20
5.1.2 OTraPARTe: Ein Werkzeug zur Ordnungs- und Transferpfad-Analyse .	21
5.1.3 Transferpfad-Analyse	23
5.1.4 Analyse von akustischen Tonalitäten an Windenergieanlagen	26
5.2 Einfluss der Optimierung der Verzahnungsanregungen	28
5.2.1 Optimierungsansatz und Beurteilung des Anregungsverhaltens	28
5.2.2 Anwendung des Optimierungsverfahrens	30
5.3 Einfluss der Anwendung von Hydrolager auf den Vibrationstransfer	33
5.3.1 Modellierung hydroelastischer Komponenten im Triebstrang	33
5.3.2 Bewertung der Anwendung von Hydrolager	35
5.4 Vibro-Akustischen Analyse der TremAc WEA-Turm, Minderung der Emissionen ...	36
6 Diskussion und Ausblick	39
7 Veröffentlichungen	40
8 Literaturverzeichnis	40

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

ABBILDUNG 1: AKUSTISCHE KETTE DER SCHALLÜBERTRAGUNG	12
ABBILDUNG 2: TONHALTIGKEIT EINES GERÄUSCHES	12
ABBILDUNG 3: ÜBERSICHT ÜBER METHODEN ZUR MINDERUNG VON TONALEN EMISSIONEN AN WEA.....	13
ABBILDUNG 4: SCHNITTANSICHT DES MESH 5MW GETRIEBE	15
ABBILDUNG 5: TOPOLOGIE DES 3-STUFIGEN MESH 5MW GETRIEBES	15
ABBILDUNG 6: INTEGRATION DES MESH 5MW GETRIEBES FÜR DIE NREL 5MW REFERENZTURBINE	17
ABBILDUNG 7: KOMBINIERTES OBERFLÄCHEN- UND VOLUMENKÖRPERNERZ DES MASCHINENTRÄGERS	18
ABBILDUNG 8: MODALE FORM MIT SIGNIFIKANTER BETEILIGUNG DER MASCHINENTRÄGERSTRUKTUR	18
ABBILDUNG 9: TRANSFERFUNKTIONEN: STRUKTURVIBRATIONEN ZU ANREGUNGEN AUS DEM GETRIEBE.....	21
ABBILDUNG 10: OTRAPARTE, 3D-CAMPBELL-PLOT SOWIE 2D-ORDNUNGSDIAGRAMME	22
ABBILDUNG 11: 3D-CAMPBELL-PLOT EINES SENSORS.....	22
ABBILDUNG 12: 2D ORDNUNGSDIAGRAMM	23
ABBILDUNG 13: WAHL VON INPUTS UND OUTPUT FÜR DIE BERECHNUNG DER TRANSFERFUNKTIONEN.....	24
ABBILDUNG 14: PLOT ZUR ERMITTLUNG DES KRITISCHEN TRANSFERPFADS	25
ABBILDUNG 15: ZUR RESONANZ BEI 177HZ: PHASENLAGE DER EINZELNEN PFADE	26
ABBILDUNG 16: ZUR RESONANZ BEI 177HZ: PFADANTEILE PROJIZIERT AUF DIE GESAMTAMPLITUDE	26
ABBILDUNG 17: PROZESSKETTE VIBRO-AKUSTISCHE ANALYSE EINER WINDENERGIEANLAGE.....	27
ABBILDUNG 18: EXTRAKTION DER STIRNRADSTUFE AUS DEM MEHRSTUFIGEN GETRIEBEMODELL	28
ABBILDUNG 19: KORRELATION DES DTE UND DER BERECHNETEN LAGERKRÄFTE.....	29
ABBILDUNG 20: ANTWORTSPEKTREN IN ABHÄNGIGKEIT D. KORREKTURWERTES D. STIRNPROFILBALLIGKEIT. 30	
ABBILDUNG 21: GETRIEBESTUFEN DES GENERISCHEN 2MW-GETRIEBES.....	31
ABBILDUNG 22: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER KOPFRÜCKNAHME ZUR ANREGUNGSREDUKTION.....	31
ABBILDUNG 23: REDUKTION DES DTE IN DER ERSTEN PLANETENSTUFE.	32
ABBILDUNG 24: REDUKTION DER AUFLAGERKRÄFTE DES GETRIEBES	33
ABBILDUNG 25: HYDROLAGER ZUR ANWENDUNG IM AUTOMOBILBEREICH	34
ABBILDUNG 26: HYDROLAGERN ALS KOMBINATION RHEOLOGISCHER ELEMENTE	34
ABBILDUNG 27: VERGLEICH EINES OPTIMISIERTEN HYDROLAGERMODELLS MIT MESSKURVEN.....	34
ABBILDUNG 28: EINSATZ VON HYDROLAGERN IN WINDENERGIEANLAGEN.....	35
ABBILDUNG 29: ANTWORTVERHALTEN DES HYDROLAGERS ZUR REFERENZMODELLIERUNG	35
ABBILDUNG 30: FREQUENZABHÄNGIGE LASTEN BEIDER DREHMOMENTSTÜTZEN BEI NENNDREHZAHL.....	36
ABBILDUNG 31: SCHNITTLASTEN AUS DEM MKS-MODELL ZUR VIBRO-AKUSTISCHEN ANALYSE DES TURMS..	36
ABBILDUNG 32: EINBRINGEN DER MKS-SCHNITTLASTEN AUF DEM ANSYS-STRUKTURMODELL	37
ABBILDUNG 33: TURMWURZELMOMENT Mx	37
ABBILDUNG 34: EQUIVALENT RADIATED POWER 1ST STAGE ORDER 0.896.....	38
ABBILDUNG 35: SCHALLDRUCKPEGEL UM DEN TURM IN 100 M ENFERNUNG	38

TABELLENVERZEICHNIS

TABELLE 1: DATEN DES NREL 5MW REFERENZGETRIEBE.....	16
TABELLE 2: AUSLEGUNGSPARAMETERS DES GENERISCHEN GETRIEBES DER TREMAC-ANLAGE (2MW).....	16
TABELLE 3: LISTE DER TRANSFERPFADE	24

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

AP:	Arbeitspaket
MesH:	MesH Engineering GmbH
IAG:	Institut für Aero- und Gasdynamik, Universität Stuttgart
SWE:	Stuttgarter Lehrstuhl für Windenergie, Universität Stuttgart
KIT:	Karlsruher Institut für Technologie
GPI:	Geophysikalisches Institut, KIT
IBF:	Institut für Bodenmechanik und Felsmechanik, KIT
MLU:	Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg
UBI:	Universität Bielefeld
VAKA:	Stahl- und Leichtbau – Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine, KIT
WEI:	Lehrstuhl für Windenergie, Technische Universität München
CFD:	Computational Fluid Dynamics
FEM:	Finite Elemente Methode
MKS:	Mehrkörpersimulation
WEA:	Windenergieanlage
OTRAPARTE:	Order and Transfer Path Analysis Tool
FRF:	Frequency Function Response
TF:	Transfer Function (Übertragungsfunktion)
BEM:	Blattelement-Impulstheorie
ERP:	Equivalent Radiated Power
DTE:	Dynamic Transmission Error

1 EINLEITUNG

Für das Erreichen der Ziele der Energiewende spielt der Ausbau der Windenergie sowohl durch Offshore- als auch Onshore-Anlagen eine wichtige Rolle. Allerdings wird dieser im Binnenland dadurch gehemmt, dass es zurzeit keine objektiven Kriterien für die von diesen Anlagen ausgehenden Schall- oder Erschütterungsemissionen gibt. Menschen, die in der Nähe von WEA wohnen, sehen ihre Gesundheit oder Lebensqualität beeinträchtigt, und es ist kaum möglich, zwischen subjektivem Empfinden und objektiver Immissionsbelastung zu unterscheiden.

Durch den Betrieb der WEA werden über die Struktur vom Rotor, über den Turm und das Fundament Schwingungen in den Boden und die Luft eingeleitet. Der Boden leitet diese in Form von seismischen Wellen weiter bis zu den Fundamenten benachbarter Gebäude, wo sie durch Wand- und Deckenkonstruktionen ggf. verstärkt werden und im Gebäudeinneren sog. sekundären Körperschall emittieren, der als störend wahrgenommen wird. Die Rotorblätter verursachen durch ihre Bewegung zugleich Luftdruckschwankungen, die sich durch die Atmosphäre ausbreiten. Sofern diese im Infraschallbereich liegen, kann das menschliche Ohr sie zwar nicht akustisch wahrnehmen, dennoch wirken sie auf den Organismus ein. Auch verursachen sie an den Wänden und Dächern von baulichen Anlagen Körperschwingungen, die in Abhängigkeit der Eigenfrequenzen dieser Bauteile überhöht sein können und wiederum sekundären Körperschall emittieren.

Speziell in bergigem Gelände wird die seismische Wellenausbreitung maßgeblich durch die Ankopplung von Bauwerken an den Baugrund, dessen Topologie (Topographie) und Schichtung (Geologie) modifiziert. Auch können Luftdruckschwankungen mehrerer Anlagen interferieren und durch atmosphärische Inhomogenitäten oder durch Reflexionen an der Geländeoberkante oder Bodenerhebungen verstärkt werden. Selbst kleine Schwingungsgeschwindigkeiten im Boden können dadurch in Gebäuden überhöht werden, und selbst weiter entfernte WEA Auswirkungen haben.

Die vielfältigen Einflussfaktoren machen sowohl eine eindeutige Erklärung von lokalen Messwerten als auch verlässliche Prognosen schwierig. Sie führen zu Unsicherheiten betreffs vorhandener und einzuhaltender Grenzwerte, zu fehlenden oder unklaren Beurteilungskriterien und damit letztlich zu Genehmigungsvorbehalten.

Unter diesen Fragestellungen hat sich ein Verbund von Forschungsinstitutionen – mehrheitlich Mitglieder des WindForS-Forschungsverbunds – gebildet, dessen Fachkompetenz auf technischer Seite die gesamte Emissionskette von der Windfeldcharakterisierung über die Aerodynamik des Rotors, die Gesamtdynamik der Turmkonstruktion bis hin zur Wellenabstrahlung abdeckt. Diese Kette schließt nahtlos an eine umweltmedizinische sowie umweltpsychologische Begleitforschung an.

Das Verbundprojekt gliederte sich in sechs AP-Cluster A - F mit 26 zugeordneten Arbeitspaketen unter Angabe der beteiligten Partner:

- A: Cluster „Modellaufbau“
 - A1: Generierung realitätsnaher Anströmungen (IAG)
 - A2: Aeroelastisches Gesamtmodell (IAG, SWE, MesH)
 - A3: Berechnung der fluktuierenden mechanischen Lasten (IAG, SWE)
- B: Cluster „Luftschallemissionen“
 - B1: Aeroakustische Emission (IAG, WEI)
 - B2: Modellierung der Luftschallausbreitung (IBF)
 - B3: Luftschallmessungen und Modellvalidierung (IAG, SWE, WEI, IBF)
- C: Cluster „Körperschallemissionen“
 - C1: Interaktion Fundament-Baugrund (IBF)
 - C2: Einfluss der Tragstrukturen (VAKA)
 - C3: Ermittlung der dynamischen Einwirkung (IBF, VAKA)
 - C4: Modellierung der Erschütterungsausbreitung (IBF)
 - C5: Erweiterung der Simulation auf komplexes Terrain (IBF)
 - C6: Schwingungsmessungen an der WEA (GPI, SWE)

- C7: Seismische Messungen (GPI, IBF)
- C8: Interpretation der seismischen Messungen und Modellvalidierung (SWE, GPI, IBF, VAKA)
- D: Cluster „Optimierung von Modellen, Bauteilen sowie Empfehlungen“
 - D1: Modelltiefe (IBF, IAG, SWE, MesH)
 - D2: Optimierungsansätze für WEA-Komponenten (VAKA, MesH)
 - D3: Abschirmung (IBF)
 - D4: Abschließende technische Empfehlungen (alle)
- E: Cluster „Anwohnermonitoring: Wohlbefinden und Akzeptanz“
 - E1: Forschungsdesign und Fragebogenentwicklung (UBI, MLU)
 - E2: Anwohnerbefragung (UBI, MLU)
 - E3: Datenauswertung - subjektive und objektive Befunde (UBI, MLU, IBF, GPI)
 - E4: Empfehlungen zu Akzeptanz und Gesundheitsschutz (UBI, MLU)
- F: Cluster „Wissenstransfer“
 - F1: Öffentlichkeitsarbeit (alle)
 - F2: Austausch und Kooperation (alle)
 - F3: Aus- und Weiterbildung (alle)
 - F4: Koordination (IBF)

Die Arbeit von MesH Engineering in diesem Projekt fasst einen der ersten Abschnitte der Emissionskette ins Auge, die Entstehung von mechanischen Vibrationen im Triebstrang, die Übertragungswege der Vibrationen innerhalb des WEA Triebstrangs, sowie dessen elastischer Lagerung am Turmkopf. Hier schließen sich die Untersuchungen zur Gesamtdynamik der WEA an.

2 WISSENSCHAFTLICHE UND/ODER TECHNISCHE ARBEITSZIELE DES TEILVORHABENS

Das Teilvorhaben verfolgte folgende wissenschaftliche und technische Arbeitsziele:

- Herstellung eines numerischen Werkzeugs auf Basis der Mehrkörpersimulation zur Erfassung der Triebstrangvibrationen, sowie deren Übertragungswege auf die Gesamtanlage, die für Infraschallemission der WEA maßgeblich sind
- Erarbeitung von Handlungsempfehlungen für Hersteller von Windenergieanlagen und deren Komponenten zur Optimierung der Konstruktionen bezüglich Minimierung der Infraschallemission
- Kommunikation der Ergebnisse mit Behörden, Fachwelt, Wissenschaft, Lehre und Öffentlichkeit

3 STAND DER WISSENSCHAFT UND TECHNIK

Je nach Betriebszustand treten an WEA aerodynamisch induzierte Vibrationen auf. Diese resultieren aus der Wechselwirkung einer inhomogenen Windanströmung mit der Struktur oder durch Luftdruckschwankungen zwischen rotierenden und stehenden Teilen der Anlage. Des Weiteren treten an WEA mechanisch induzierte Vibrationen auf. Diese werden durch fluktuierende mechanische Lasten hervorgerufen. Der Triebstrang spielt daher im doppelten Sinne eine wesentliche Rolle bei der Bestimmung der Schallemission von WEA. Einerseits sind hier mehrere mechanische Vibrationsquellen vorhanden, insbesondere die Zahneingriffe innerhalb der Getriebestufen, die Lagerung von Wellen, sowie Unwuchten der einzelnen Wellen. Andererseits werden auch die aerodynamisch induzierten Vibrationen durch die Lagerungselemente des Triebstrangs an den Turm und das Fundament weitergeleitet [1]. Die Lastfluktuationen erzeugen Schwingungen der Anlagenteile, die einerseits als Luftschall abgestrahlt werden. Sie werden aber zugleich über die Turmstruktur aufsummiert bis in den Baugrund übertragen und pflanzen sich in diesem weiträumig fort. Körperschall und Luftschall stehen also bereits in der Entstehungsphase in einer Beziehung zueinander, die auch die Steifigkeit des mitschwingenden Baugrunds und der Bauteile einschließt.

Geeignete Methoden zur Berechnung von vibroakustischen Effekten basieren auf Finite-Elemente-Ansätzen im Frequenzbereich. Es wird dabei die unter einer harmonischen Anregung schwingende Struktur sowie die Ausbreitungsdomäne des umgebenden Fluids mit entsprechenden Elementen diskretisiert. Oberflächenvibrationen werden somit übertragen in Luftschallwellen, die sich ins Fernfeld ausbreiten und dort als Geräusch wahrgenommen werden. Die Vorhersage von vibroakustischen Phänomenen mit Hilfe von FEM-Methoden etabliert sich aktuell als industrieller Standard innerhalb der Windbranche. Eine wesentliche Herausforderung ist die Bestimmung der Anregungskräfte im gekoppelten System, der erforderliche Detaillierungsgrad relevanter Komponenten sowie die ingenieurstechnischen Möglichkeiten, Tonalitäten zu reduzieren. Dieses Teilvorhaben befasst sich daher damit verschiedene Aspekte der vibroakustischen Modellierung zu vertiefen und zu optimieren.

Unter anderem ist beispielsweise die Modellierung der Elemente zur elastischen Entkopplung des Triebstrangs von Bedeutung. Hier wird ein Ansatz gewählt, der im Bereich der Automobilindustrie zum Stand der Technik zählt, jedoch für den Windbereich innovativ ist. Hierbei handelt es sich um die frequenz- und amplitudenabhängige Modellierung von Lagerungselementen. Diese Modellierung basiert auf einem rheologischen Modell, das durch die Verkettung idealisierter Grundmodelle, wie u.a. dem Kelvin-Voigt- oder dem Maxwell-Element, entsteht. Dabei werden zudem nicht-lineare Elemente, wie z.B. das Bouc-Wen-Element, zur Abbildung von Hystereseeffekten genutzt [2].

Neben dem Verständnis und der Ermittlung der Vibrationsübertragungen innerhalb der WEA und den darauf basierenden Problemen der niederfrequenten Luftschall- und Erschütterungsemissionen, fallen auch Maßnahmen zur Reduktion dieser Emissionen in das Aufgabengebiet dieses Projektes. Technologien zur Verringerung der Schall- und Erschütterungsemission setzen dabei an der WEA selbst an und sollen die Entstehung der Vibrationen vermeiden bzw. verhindern. Am erfolgversprechendsten erscheint hier eine Beeinflussung des Transferpfades der Vibrationen, sodass Vibrationen, die sich als kritisch im Hinblick auf Emissionen herausstellen höher gedämpft werden.

4 GRUNDLAGEN DER AKUSTIK UND MODELLAUFBAU

4.1 Schallabstrahlung und Tonalität

4.1.1 Definition von Schall

Schall ist eine hörbare Druck- und Dichteschwankungen in einem Medium (z.B. Gas, Fluid oder Festkörper) [3]. Luftschall wird als Schallwellen in alle Richtungen in der Luft und um die Schallquelle ausbreitet. Die Ausbreitung von Schallwelle bzw. Aussendung von Schall von einer Schallquelle, z.B. einem Getriebe wird als Schallemission bezeichnet dagegen wird die auf Menschen/Tiere einwirkende Schallwelle als Schallimmission bezeichnet. Die Einteilung des Schalles nach Frequenz lautet:

- Infraschall <20Hz
- Hörschall 20Hz – 20 kHz
- Ultraschall 20 kHz – 1 GHz
- Hyperschall > 1 GHz

Das Ohr ist hinsichtlich der Frequenz unterschiedlich empfindlich. Bei tieffrequenten Geräuschen muss ein höherer Schallpegel erzeugt werden, damit das Geräusch im Vergleich zu höherfrequenten Geräuschen als gleich laut empfunden wird. Der psychoakustische Lautstärkepegel wird mit der Einheit Phon gegeben. Der Lautstärkepegel in Phon ist messtechnisch sehr schwer nachzubilden. Mit Hilfe von einem Filter, z.B. A-Filter nach DIN 45633, wird der Schallpegel mit Berücksichtigung der Hörempfindlichkeit berechnet (z.B. A-bewerteter Schallpegel).

4.1.2 Die Akustische Kette der Schallübertragung bei Windenergieanlagen

Geräuschenentstehung bei Windenergieanlagen haben mechanische und aerodynamische Ursachen. Die mechanischen Ursachen sind primär: Getriebe, Azimut-Verstell-System, Lüfter, Generator. Die aerodynamische Geräuschenentstehung ist hauptsächlich auf die Rotation der Rotorblätter sowie die aerodynamische Interaktion zwischen Rotor und Turm zurückzuführen. Aerodynamische Geräusche sind in der Regel dominant und wirken weitestgehend maskierend gegenüber tonalen Anteilen. Hinterkanten-Lärm wird als die dominierende Lärmquelle moderner Windenergieanlagen angesehen. Er entsteht durch Wechselwirkungen der turbulenten Strukturen und den damit verbundenen Druckfluktuationen innerhalb der Grenzschicht mit der Hinterkante des Rotorblattes. Wie die elektrische Leistung, erhöht sich bei zunehmender Windgeschwindigkeit auch die Schallemission einer Windenergieanlage. Bei modernen Windenergieanlagen tritt nach Erreichen der Nennleistung keine weitere Erhöhung der Schallemission auf. Körperschall wird hauptsächlich durch transiente Anregungen aus dem Antriebsstrang verursacht. Dies können elektromagnetische Lastschwankungen am Generator sein (primäre Anregungsquelle bei getriebelosen Anlagen) sowie Wechsellasten infolge des Zahneingriffs in Getriebestufen sein. Die Übertragungspfade dieser Anregung, wie es auf der Abbildung 1 dargestellt ist, sind wie folgt:

- Zahnkontakt ⇒ Wellen ⇒ Hauptwelle ⇒ Rotor
- Zahnkontakt ⇒ Lager ⇒ Getriebegehäuse ⇒ Maschinenträger ⇒ Gondel und Turm

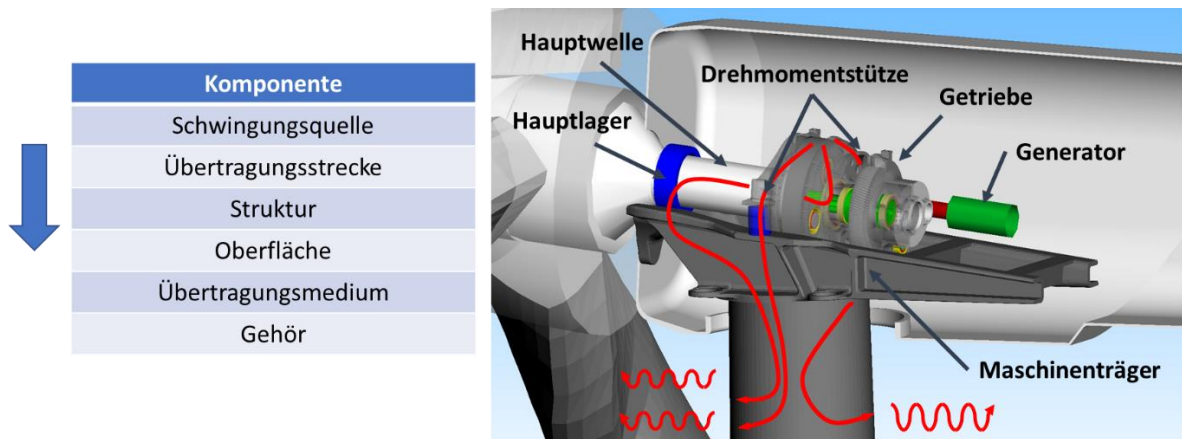


Abbildung 1: Akustische Kette der Schallübertragung

4.1.3 Infraschall

Bei Infraschall handelt es sich um Töne, die so tief-frequent sind, dass Menschen sie nicht hören können. Der von Windenergieanlagen erzeugte Infraschall liegt in deren Umgebung unterhalb der Wahrnehmungsgrenzen des Menschen. Nur wenn der Pegel (die Lautstärke) sehr hoch ist, können wir Infraschall wahrnehmen. Es wird unter anderem in diesem Verbundvorhaben erforscht, ob und wie weit Infraschall medizinischen und psychologische Wirkung auf Menschen hat. Die niedrigsten Anregungsfrequenzen in WEA-Getrieben liegen oftmals unterhalb der Infraschallschwelle, verursachen jedoch in der Regel nur geringe Anregungsamplituden. Dennoch sollen sie in diesem Projekt nicht von vornherein bei der Charakterisierung des niedrigfrequenten Schallspektrums von WEAs ausgeschlossen werden.

4.1.4 Tonalität

Ein Ton ist ein Geräusch mit einer festen Frequenz bzw. einem sehr schmalbandigen Frequenzbereich. Tonalität ist die Differenz zwischen Schalldruckpegel des Tons und des Hintergrundgeräuschs, siehe Abbildung 2 aus IEC61400-11 [4].

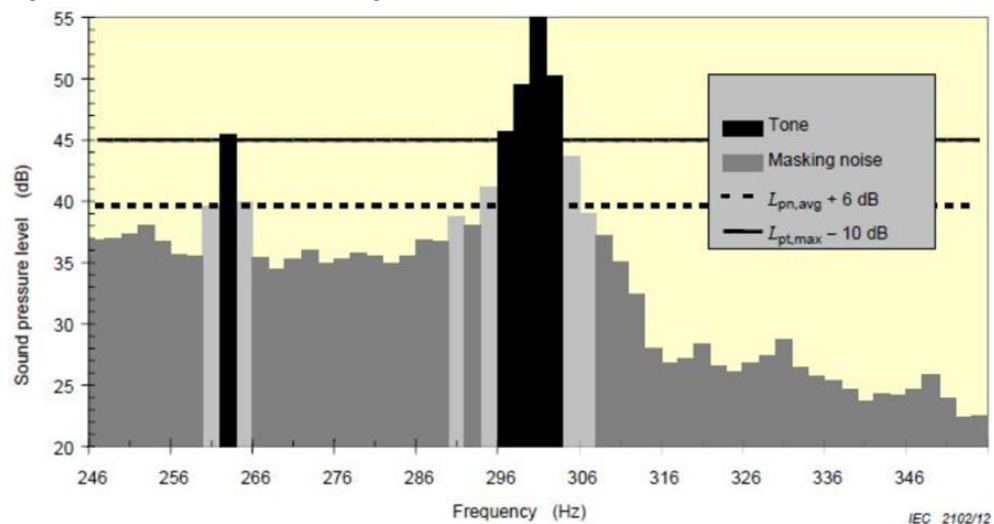


Abbildung 2: Tonalität eines Geräusches

Der Pegel der Tonalität wird definiert durch den Pegel der Frequenzbänder in unmittelbarer Nähe zur Resonanz und deren Beziehung zu den umliegenden Frequenzbändern. Tonalitäten haben ihren Ursprung im Getriebe. Die Schwingungen des Getriebes wird übertragen zum Turm und Rotorblättern (Körperschall). Turm und Rotorblätter strahlen hörbaren Schall ab (Tonaler Luftschall). Tonalität eines Geräusches erhöht sich die subjektive Störwirkung

des Geräusches. Entsprechend wird die Tonhaltigkeit einer WEA in der Zertifizierung beanstandet und mit dB-Aufschlägen (sogenannte KTN-Aufschläge) bestraft.

4.1.5 Lärm-Minderungsmaßnahmen an Windenergieanlagen

Zur Minderung des Lärms einer Windenergieanlagen wurden die folgenden Maßnahmen bereits etabliert [5]:

- Rotorblattoptimierung
- Aeroakustische Strömungshilfen, z. B. Anwendung von Trailing-Edge-Serrations
- Regelmäßige Wartung
- Kapselung der Gondel (Schalldämmung)
- Einsatz von aktiven Schwingungstilgern (Dämpfung)
- Schalloptimierter Betrieb in der Nachtzeit

Die Rotorblattoptimierung (aerodynamische Optimierung) und die aeroakustische Strömungshilfen werden für die Minderung des aeroakustischen Lärms verwendet. Kapselung der Gondel wird zur Behinderung der Schallausbreitung (Schalldämmung genannt) verwendet. Regelmäßige Wartung und der Einsatz von aktiven Schwingungstilgern können Strukturvibrationen und dadurch verursachten Körperschall weiter reduzieren.

4.1.6 Minderung der Tonalität an einer Windenergieanlage

Um tonale Emissionen an einer Windenergieanlage zu minimieren gibt es verschiedene Möglichkeiten, die in Abbildung 3 abgebildet sind. Mit der Reduzierung der Amplituden der Anregungen aus dem Getriebe werden die resultierten Vibrationen (Dynamische Antwort des Systems zur Anregung) schwächer und daher reduziert sich die Amplitude des Tons. Eine Minderung der Amplitude der Anregungen können mit Hilfe von Änderungen der Mikro-Geometrie der Verzahnung realisiert werden. Dämpfungselemente können auch einen Beitrag zu dieser Minderung leisten. Grob gesagt sollte zwischen der Anregungsfrequenz und der Struktureigenfrequenz einen ausreichenden Abstand liegen. Falls eine Änderung der Struktur-Eigenfrequenz nicht möglich ist, muss die Anregungsfrequenz abgemildert oder verschoben werden z.B. durch Änderung der Makro-Geometrie der Getriebestufen.

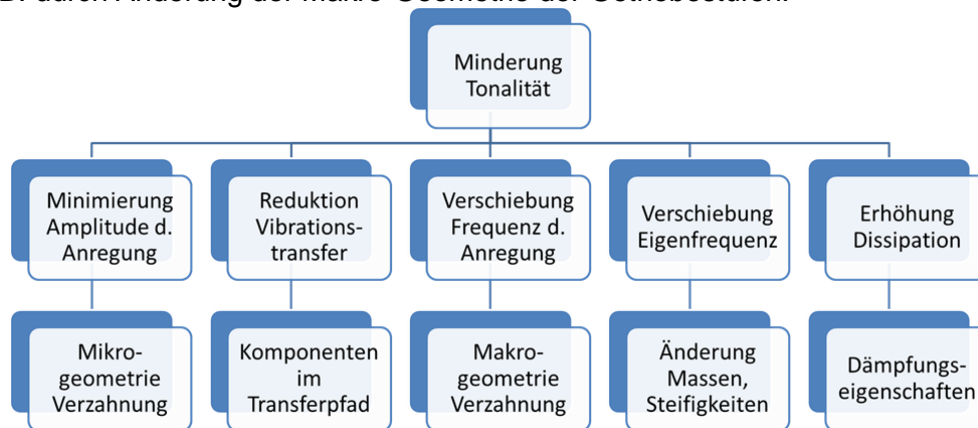


Abbildung 3: Übersicht über Methoden zur Minderung von tonalen Emissionen an einer Windenergieanlage

4.2 Modellaufbau

4.2.1 Modellierung der Windenergieanlage

Für die geplanten Untersuchungen in TremAc war es notwendig die mechanischen und elastischen Strukturschwingungen und Vibrationen der ausgewählten Windenergieanlage bei verschiedenen Betriebszuständen numerisch zu modellieren. Die akustische Emission wurde

basierend auf den simulierten Zeitreihen des Gesamtmodells mit Hilfe akustischer Löser von IAG und WEI bestimmt. Dazu wurde in Zusammenarbeit mit weiteren Teilvorhaben ein aero-servo-elastisches numerisches Simulationsmodell der WEA aufgebaut und mit Daten aus der Messkampagne validiert. Der Projektpartner SWE wurde sich dabei der Modellierung der aeroelastischen Interaktion, sowie der Strukturmechanik von Rotorblättern und Turm gewidmet. Die Rotor-aerodynamik sowie die Kopplung zu einem aerodynamischen CFD Löser wurden vom IAG zur Verfügung gestellt und bearbeitet. Die Modellierung der Triebstrangdynamik war eine Aufgabe von MesH Engineering bei diesem Teilvorhaben. Die Simulationsmodelle (Gesamtmodell und Triebstrangmodell) wurden nach dem derzeitigen Stand der Technik in dem Mehrkörpersimulationsprogramm SIMPACK aufgebaut.

Die aerodynamischen Kräfte auf den Rotor durch die Windanströmung wurden mit einem auf der Blattelement-Impulstheorie (BEM) basierenden Löser berechnet, welcher ein Kräftegleichgewicht zwischen lokalen Blattkräften und dem globalen Impulsleichgewicht über die Stromröhre herstellt. Dabei wurden zusätzlich semi-empirische Korrekturen verwendet durch welche Blattspitzenverluste und Nachlaufeffekte erfasst werden und die zu genaueren Ergebnissen führen.

Darüber hinaus existieren weitere aerodynamische Modelle in SIMPACK:

- Potentialströmungslöser bilden insbesondere den Nachlauf intrinsisch ab und erfassen damit physikalisch mehr Effekte als traditionelle BEM Löser. Sie benötigen damit weniger Korrekturmodelle.
- Ebenfalls an SIMPACK gekoppelt sind zudem URANS CFD Löser, die die fundamentale Physik der Umströmung von Körpern berücksichtigen.

Als Windanströmung wurden numerisch generierte turbulente oder uniforme Windfelder verwendet, welche das Vektorfeld der Windgeschwindigkeit in der Rotorebene zu jedem Simulationszeitschritt vorberechnen.

Die mechanische Struktur der WEA wurde aus starren und elastischen Körpern verbunden über Gelenke mit definierten Freiheitsgraden aufgebaut. Typischerweise werden die Rotorblätter und der Turm als modal reduzierte elastische Balkenmodelle (Bernoulli bzw. Timoshenko Balken) aufgebaut, wobei deren große Deformationen nicht mehr als linear anzunehmen sind. Nach dem derzeitigen Stand der Technik stand zu diesem Zweck ein geometrisch nichtlineares Balkenmodell zur Verfügung, mit dem auch bei großen Durchbiegungen der Rotorblätter und gekoppelter Biege- und Torsionsbelastung korrekte Ergebnisse erzielt werden konnten.

Es wurde in Abstimmung mit den Verbundpartnern beschlossen, das geplante methodische Vorgehen inklusive vorläufiger Resultate erst anhand eines generischen Onshore-Windenergieanlagenmodells (NREL 5MW in Onshore-Konfiguration) zu demonstrieren.

Im erweiterten Projektverbund wurde dann beschlossen, dass eine generische WEA von WEI entwickelt wird, die repräsentativer für aktuelle Onshore-WEA ist. Gegenüber des getriebelosen Triebstrangkonzpts der generischen WEA von WEI, wurde das von MesH aufgebaute Modell der TremAc-Anlage mit einem Getriebe modelliert, inklusive der Elastomer-Lagerung des Triebstrangs. Da das Grunddesign dieser Referenzanlage und das detaillierte Getriebemodell modernsten Industriestandards entsprach, ermöglichte es dieses Modellierungskonzept die Ziele des Gesamtsystems allesamt zu erreichen.

Für die Modellierung des WEA-Triebstrangs nach dem Stand der Technik wurde MKS-Software SIMPACK [6] verwendet. Diese ermöglichte den Aufbau der detaillierten Modelle für die Berücksichtigung der Zahnkontakte in den einzelnen Getriebestufen und die numerische Beschreibung der mechanischen Anregungen im Triebstrang [7].

Des Weiteren wurden verschiedene Modellierungsmethode für die Berücksichtigung von Wälzlagern entwickelt und erprobt:

- Anwendung von einfachen Federelementen die jedoch keinerlei mechanische Anregung berücksichtigen können.
- Nutzung von Kennfeldern
- Co-Simulation mit detaillierten Lagermodellen, basierend auf der Methode der FEM.

Um den gesamten Transferpfad der aerodynamisch und mechanisch induzierten Vibrationen abzubilden, ist es zudem relevant, auch die elastischen Eigenschaften der Hauptkomponenten zu berücksichtigen. Zu diesem Zweck wurden modale Beschreibungen der Komponenten aus allgemeinen FEM-Programmen extrahiert und in die MKS-Umgebung integriert werden.

4.2.2 Modellaufbau Getriebe

Um zu untersuchen, wieweit die Triebstranganregung Einfluss auf die Schallabstrahlung hat - z.B. in Verbindung mit der Turmhülle - wurden dem Konsortium zwei detaillierte Simpack-Getriebemodelle zur Verfügung gestellt. Diese Modelle sind ebenso wie die Anlage rein generisch, entsprechen aber in Abmessungen, Topologie und Übertragungsverhalten den Getrieben, die in der Industrie für vergleichbare Turbinen zum Einsatz kommen. Abbildung 4 zeigt das erste Getriebe, welches im NREL 5MW WEA-Modell integriert wurde. Das entwickelte Referenzgetriebe setzt sich aus zwei Planetenstufen und einer Stirnradstufe zusammen. In der ersten Planetenstufe werden die Momente des Low-Speed-Shafts auf den Planetenträger mit vier Planeten übertragen. Der Abtrieb erfolgt über das Sonnenrad. Die zweite Planetenstufe besitzt nur noch drei Planeten. Die letzte Übersetzung erfolgt über eine Stirnradstufe, so dass die schnelllaufende Generatorwelle exzentrisch zur Rotorachse gelagert ist. Die grundsätzliche Modelltopologie dieses Getriebes ist in Abbildung 5 dargestellt.

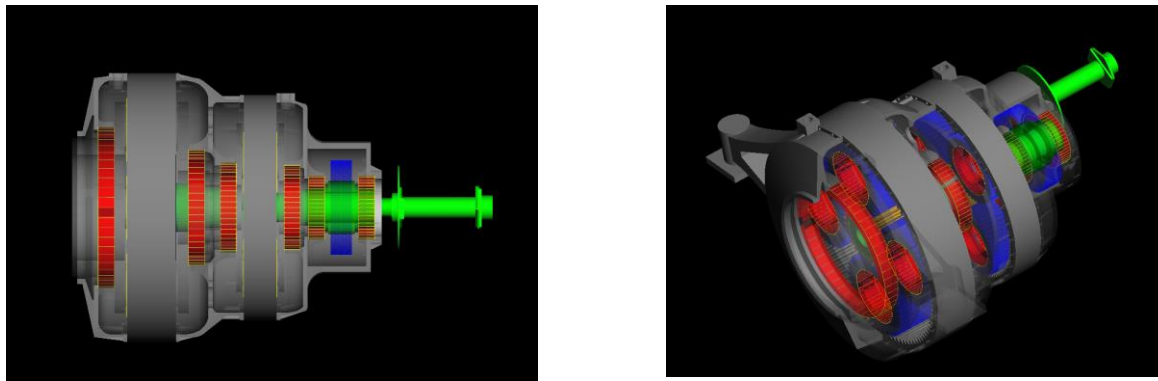


Abbildung 4: Schnittansicht des MesH 5MW Getriebe

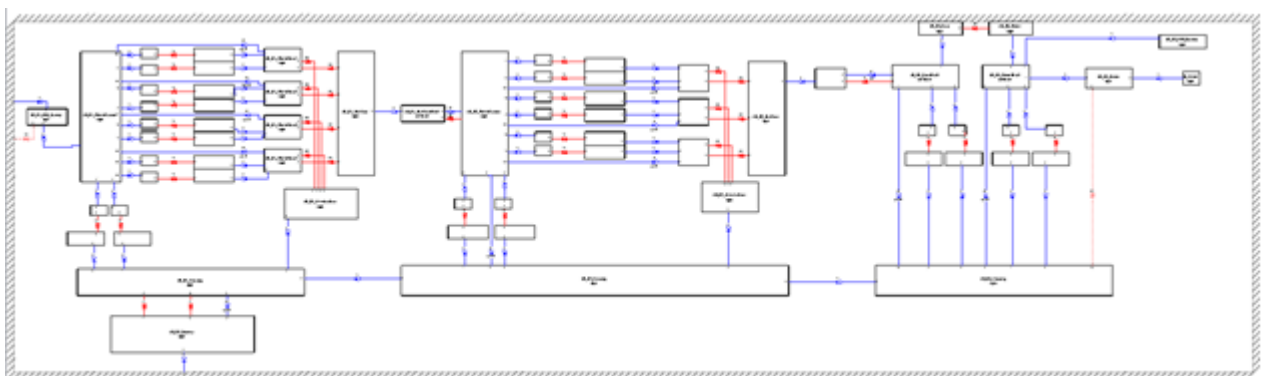


Abbildung 5: Topologie des 3-stufigen MesH 5MW Getriebes

Wie in der Spezifikation vorgegeben, beträgt das Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{total} = 97$. Die Lagerungen der Wellen sowie der Planeten auf den jeweiligen Planetenträgern wurden durch richtungsabhängige Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen dargestellt. Alle Verbindungswellen

wurden als flexible Körper modelliert. Lediglich die Zahnräder selbst sowie die Hohlräder und das Gehäuse wurden in dieser Variante als starre Körper ausgeführt. Es lassen sich daher nicht nur die Torsionsformen des Antriebsstrangs ermitteln, sondern auch Biegedeformationen berücksichtigen. Somit wurden weitere Schwingungsmoden des Getriebes abgebildet, die potenziell zur Schallemission beitragen.

Weitere Details des verwendeten Getriebes sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Daten des NREL 5MW Referenzgetriebe

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Total
Bauart	4 Planeten schrägverzahnt	3 Planeten schrägverzahnt	Stirnradpaar schrägverzahnt	
Übersetzung	4,89	5,38	3,69	97,08
Modul	0,022 m	0,015 m	0,007 m	

Für das zweite generische WEA wurde, in einer Vorbetrachtung basierend auf Anlagendaten der WEI-Windenergieanlage, ein potenzielles Auslegungskonzept für das Getriebe entworfen, z.B. hinsichtlich Stufenarchitektur, Übersetzungsverhältnis und Verzahnungskonzept. Die wesentlichen Merkmale dieses Getriebes werden im Folgenden erläutert. Das Getriebemodell erhebt wie das generische Gesamtanlagenmodell den Anspruch, modernsten Auslegungsstandards gerecht zu werden. Die Auslegungsparameter des Getriebes sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Auslegungsparameters des generischen Getriebes der TremAc-Anlage (2MW Klasse)

Parameter	Abk.	Einheit	Planetenstufe			Stirnradstufe 1		Stirnradstufe 2	
			Sonne	Planeten	Hohlrاد	Rad	Ritzel	Rad	Ritzel
Gesamtübersetzung	i	-	97						
Übersetzung	i	-	5,833			4,217		3,942	
Modul	m_n	mm	16			12		6	
Zähnezahl	z	-	18	34	-87	97	23	138	35
Achsabstand	a	mm	431		-431	733,48		544,19	
Schrägungswinkel	b	deg	-9,3	9,3	9,3	-11	11	-17,5	17,5
Teilkreisdurchmesser	d	mm	291,84	551,25	-1410,54	1185,79	281,17	868,18	220,19
Zahnbreite	b	mm	318	314	318	300	300	180	180
Common face width	b_{min}	mm	314	314		300		180	

Die Beschreibung dieses Getriebes:

- Das gewählte Grundkonzept des Getriebes entspricht einer typischen Konfiguration eines 2MW Getriebes, d.h. es baut sich aus einer Planetenstufe und zwei 2 Stirnradstufen auf.
- Die Übersetzungen und die Auslegung der Makrogeometrie der Verzahnung wurden entsprechend der Anwendung in Windenergieanlagen (niedrige Drehzahlen, große Leistungsdichte) gewählt.
- Lager und Wellendurchmesser wurden entsprechend der Biege- und Torsionsbelastungen der Wellen ausgelegt.
- Um die Transferpfade von Getriebschwingungen in der Gesamtstruktur nachzuvollziehen, wurden entsprechende Ein- und Ausgänge am Getriebe definiert.

Der Einfluss der Mikrogeometrie (Verzahnungskorrekturen) auf das dynamische Verhalten der Windenergieanlage wurde im Zuge des Projektes untersucht, da die Verzahnung die wesentliche Ursache für tonale Schallemissionen darstellt.

4.2.3 Modulare Aufbau der Gondelunit

Um einen einfachen Austausch der gesamten Gondel-Substrukturen zu ermöglichen, wurde die Gondelunit mit Hilfe des Sender-/Receiver-Prinzips aufgebaut. Dieses ermöglichte, dass die Anschlüsse an den Turmkopf sowie die der Blätter automatisch zugeordnet werden können. Abbildung 6 zeigt das generische NREL 5MW WEA-Modell mit dem integrierten 5MW Getriebe.

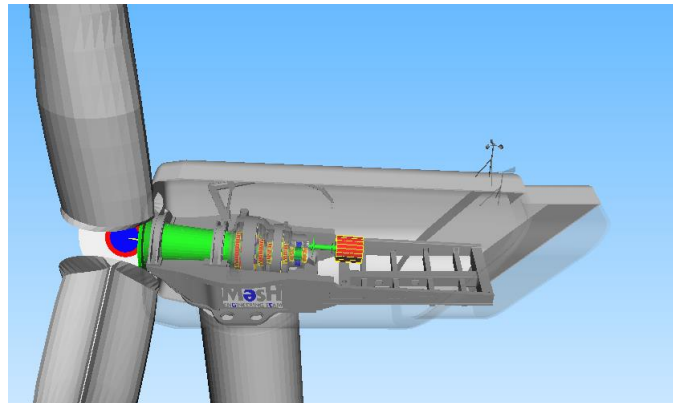


Abbildung 6: Integration des MesH 5MW Getriebes für die NREL 5MW Referenzturbine in Simpack

4.2.4 Aufbau eines detaillierten Maschinenträger-Turm-Verbundes

Das integrierte FE-Modell des Maschinenträgers kombiniert mit der Turmstruktur dient zur Transferpfadanalyse der Getriebebeschwingungen auf die Turmhülle. Der höhere Detaillierungsgrad ist insbesondere notwendig, um die Anregung sogenannter Ringmoden der Turmhülle abbilden zu können. Diese Moden bilden sich geometrisch über den Turmumfang, nicht entlang der Turmlänge aus. Entscheidend für die Anregung einer solchen Umfangsmode ist die Deformierbarkeit des Turmflansches, also des Anschlusspunktes von Turmhülle an das Gierlager. Im bisher verwendeten Schalenmodell des Hybridturms wird dieser Übergang als starr angenommen, kann also nicht von seiner Kreisform abweichen. Kräfte werden am zentralen Masterknoten übertragen statt verteilt über den Flansch. Dies ist für die Abschätzung der globalen Turbinenlasten ausreichend, spiegelt aber ein ungenügendes Übertragungsverhalten von Getriebebeschwingungen auf die Oberflächenmoden wider. Bei dem Maschinenträger handelt es sich um ein generisches Design, welches von UST-SWE in einem Vorgängerprojekt für eine andere Anlage der 2MW Klasse entworfen und adaptiert wurde. Der Träger ist als kombinierte Schweiß-Guss-Konstruktion aus Vollstahl ausgeführt. Das Geometriemodell wird in Ansys aufbereitet und mit dem Oberflächenmodell des Hybridturms (entworfen von KIT-VAKA) kombiniert. Die Herausforderung besteht darin, die Oberflächen, welche mit Schalenelementen diskretisiert werden, mit dem Volumenkörper des Maschinenträgers dynamisch zu verbinden. Dies geschieht über entsprechende Kontaktdefinitionen an der Flanschfläche. Das vollständige Netz des Verbundes ist in Abbildung 7 dargestellt.

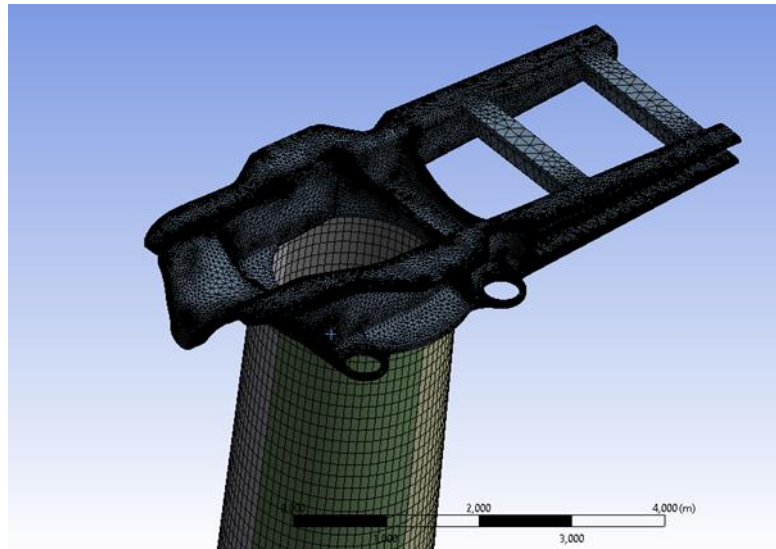


Abbildung 7: Kombiniertes Oberflächen- und Volumenkörpernetz (shell und solid Elemente) des Maschinenträgerverbundes in Ansys

In der modalen Analyse macht sich die Integration des Maschinenträgers für die niedrigsten Frequenzen nicht bemerkbar. Die entsprechenden Moden des Gesamtverbundes sind geprägt durch die Biegung, Längung und Torsion des Turms. Gleichzeitig bewirkt die strukturelle Deformierbarkeit im Flanscbereich eine minimale Verschiebung der Eigenfrequenzen, da die Gesamtstruktur weniger steif wird.

Die Deformation des Maschinenträgers tritt erstmals signifikant bei einer Eigenfrequenz knapp oberhalb von 20 Hz, siehe Abbildung 8.

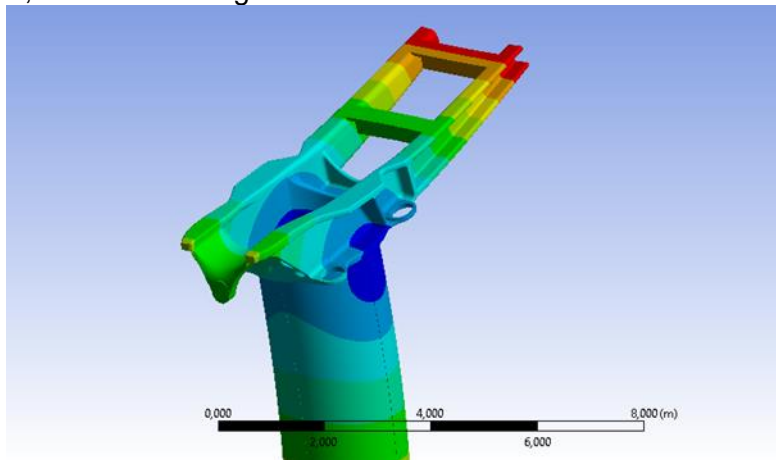


Abbildung 8: Modale Form mit signifikanter Beteiligung der Maschinenträgerstruktur

Hier macht sich eine Krümmung des Maschinenträgers der Länge nach bemerkbar, die insbesondere durch große Deformationen des relativ weichen Schweißkonstruktion des hinteren Aufliegers hervorgerufen wird. Wie in der Darstellung erkennbar ist, ist auch die Deformation Turmsegments in unmittelbarer Flanschnähe nicht einheitlich, sondern durch die Trägerkrümmung lokal erhöht. Durch eine solche nicht-homogene Amplitude am Umfang können in der Folge weitere Ringmoden angeregt werden.

4.2.5 Anpassung des Modells für die Vibro-akustische Analyse

Zur Anwendung des oben genannten Verfahrens wurde das Gesamtmodell erweitert:

- Es wurden die Anregung der einzelnen Verzahnungen des Getriebes als Systemeingänge implementiert.

- Es wurden Systemausgänge an der Oberfläche der großen Komponenten, z.B. Rotorblätter und Turm, die für eine Emission von niederfrequentem Schall in Frage kommen, berücksichtigt.
- Weitere Systemausgänge an den Drehmomentstützen des Getriebes wurden implementiert, um ein besseres Verständnis für den Transferpfad zu erhalten und das Potential zur Beeinflussung des Transferpfads an diesen Bauteilen abschätzen zu können.

5 STUDIEN UND ERGEBNISSE DES TEILVORHABENS

Die von MesH Engineering GmbH erzielte Ergebnisse des Teilvorhabens können in zwei Hauptgruppen gespalten werden:

- Entwicklung von methodischen Ansätzen
- Anwendung von den entwickelten Methoden für die Vibro-Akustische Analyse

Als ein Teilziel des Vorhabens wurde ein numerisches Werkzeug zur Prädiktion der potenziellen niederfrequenten Schallemissionen, hervorgerufen durch die Anregungen aus dem Triebstrang, entwickelt. Das numerische Werkzeug basiert auf einer Methode zur Bestimmung von Übertragungsfehler-Transferfunktionen in SIMPACK und MATLAB.

Dieses numerische Analysewerkzeug wurde in zwei Fallstudien untersucht. Die erste Studie verfolgt das Ziel, niederfrequente Tonalitäten durch Modifikation der Verzahnungsgeometrie zu reduzieren. In der zweiten Fallstudie wird der Einsatz von Hydrolagern zur Vibrationsentkopplung demonstriert.

5.1 Methodische Verfahren zur Vibrations- und Schallbewertung

Hier werden die im Rahmen dieses Projekts entwickelte methodische Ansätze zur Analyse der Tonalität von Windenergieanlagen beschrieben.

5.1.1 Ermittlung der Übertragungsfunktion

Zur Ermittlung der Übertragungsfunktion wird das im SIMPACK generierte und für die vibro-akustische Analyse vorbereitete Modell in einem definierten Betriebszustand linearisiert und in Zustandsraumdarstellung nach MATLAB exportiert. In MATLAB werden die Transferfunktionen für die ausgewählten Inputs und Outputs berechnet und visualisiert. Abbildung 9 zeigt schematisch die Ergebnisse dieses Verfahrens am Beispiel der NREL 5MW-Referenzanlage. Diese Ergebnisse zeigen, dass aus den Anregungen im Getriebe tatsächlich niederfrequente Vibrationen auf den Rotorblättern, aber insbesondere am Turm hervorgerufen werden können. Die Beteiligung der Drehmomentstützen an diesem Transferpfad erscheint laut diesen Ergebnissen untergeordnet zu sein. Erst bei Frequenzen ab etwa 200Hz wird ein deutlicher Einfluss erkennbar. Diese Ergebnisse sind jedoch noch nicht zu verallgemeinern. Diese Untersuchungen wurden mit einem Testmodell durchgeführt und die Modellierung der Drehmomenten-Lagerung ist rudimentär. Es wurde hier an Hand dieses Beispiels gezeigt, dass das entwickelte Verfahren einwandfrei funktioniert und nun auf andere Windenergieanlage angewendet werden kann.

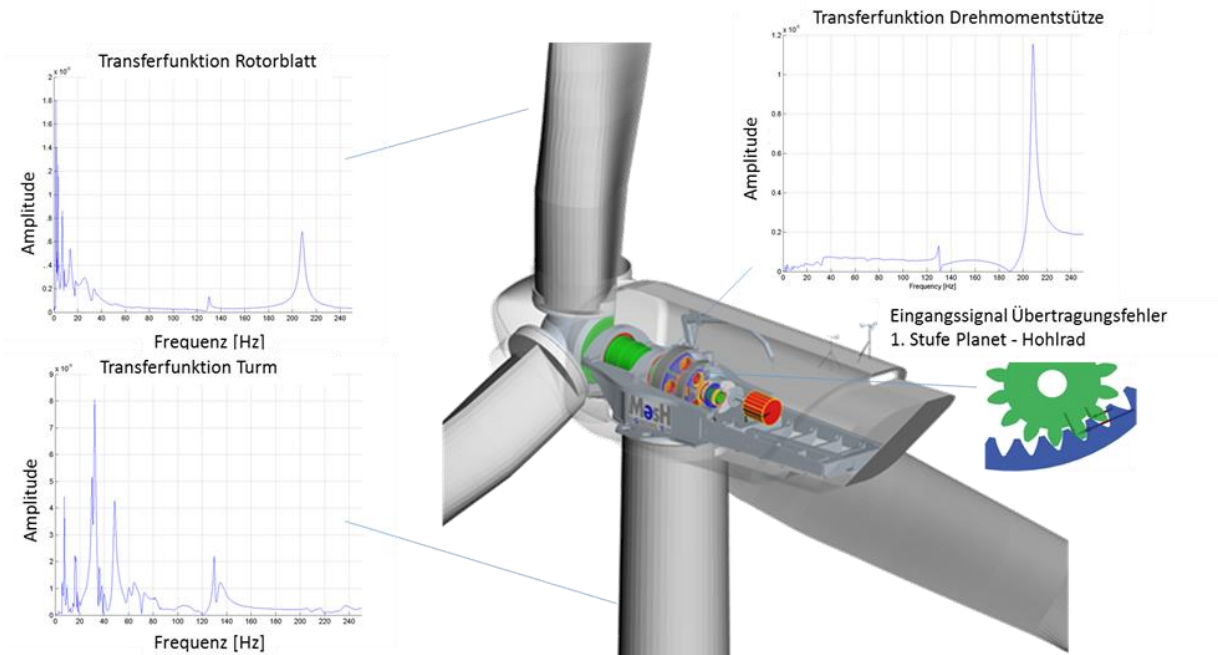


Abbildung 9: Ermittlung der Transferfunktionen: Strukturvibrationen zu Anregungen aus dem Getriebe

5.1.2 OTrAPArTe: Ein Werkzeug zur Ordnungs- und Transferpfad-Analyse

Zur Vorbereitung der Struktur-Lasten für die vibro-akustische und struktur-dynamische Analyse und außerdem zur Ermittlung der Transferfunktionen und Transferpfad-Analyse wurde ein Post-Processing Werkzeug mit dem Namen OTrAPArTe (Order and Transfer Path Analysis Tool) entwickelt. Die in SIMPACK berechneten Zeitsignale, z.B. von Sensoren, Kraftelementen oder Reaktionskräften an Gelenken können damit detaillierter analysiert werden. Zunächst werden die Signale vom Zeit- in den Frequenzbereich mittels Fast Fourier Transformation (FFT) überführt. Durch die darauffolgende Ordnungsanalyse innerhalb des Tools können drehzahlabhängige Anregungen auf ihren Ursprung, in diesem Fall auf die jeweilige Getriebestufe zurückgeführt werden, siehe Abbildung 10. Jede dieser Anregungsordnungen zeigt sich im 3D-Campbell-Plot von Vibrationsmessungen, siehe Abbildung 11. Diese Ordnungen können in 2D-Ordnungsplots in Amplitude über der Frequenz dargestellt werden. Die so erzeugten Spektren von Lasten und Vibrationen werden von dem Tool OTrAPArTe auch in einem von ANSYS lesbaren Format gespeichert.

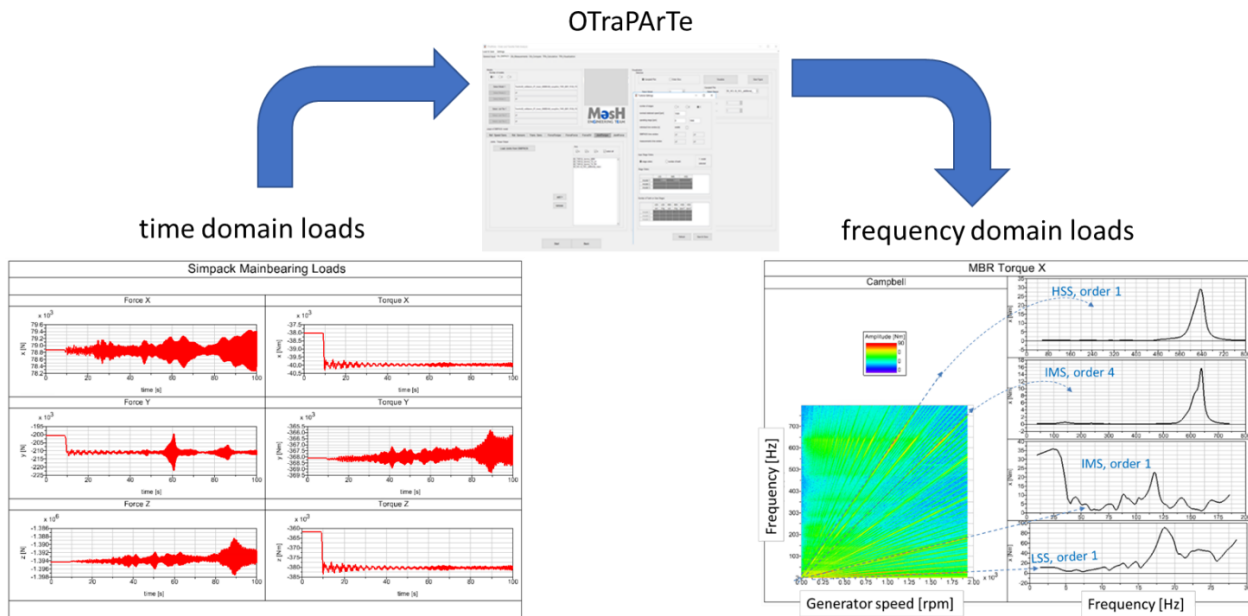


Abbildung 10: OTraPARte, 3D-Campbell-Plot sowie 2D-Ordnungsdiagramme

Abbildung 11 zeigt den 3D-Campbell-Plot einer Geschwindigkeitsmessung eines Sensors auf der Turmoberfläche in Normalenrichtung, gezeigt als y1 in Abbildung 12 (Sensor `$$_TWR_H4_CF`). Die X-Achse zeigt dabei die Frequenz, die Y-Achse die Generator-Drehzahl. Die Z-Achse (dargestellt mit Farbskala) zeigt die Amplitude des Sensor-Signals in dB, wobei als Referenz dabei die höchste gemessene Amplitude des Sensors gilt. Man kann hier also Resonanzstellen über dem gesamten Betriebsbereich erkennen.

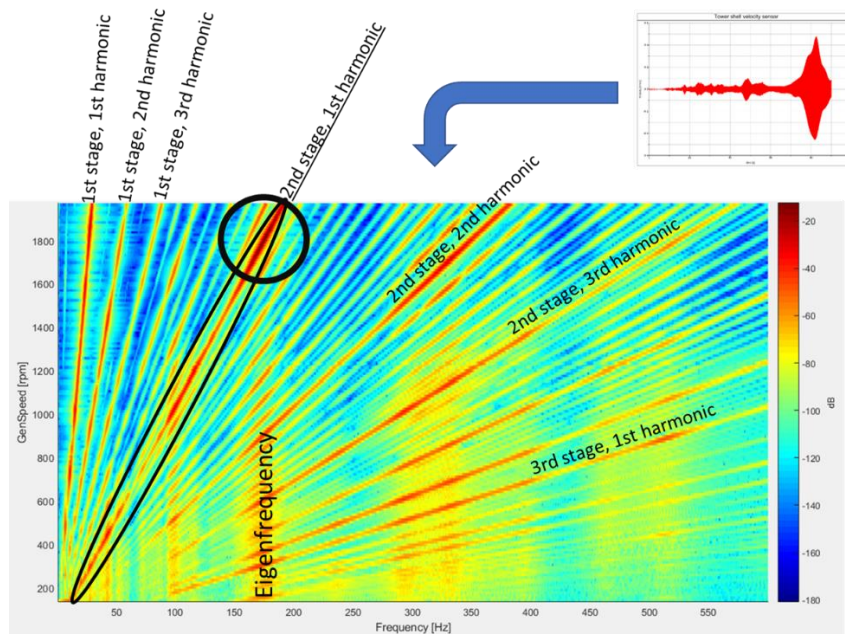


Abbildung 11: 3D-Campbell-Plot eines Sensors (`$$_TWR_H4_CF`)

Die dabei ersichtliche dominante, mit einer schwarzen Ellipse hervorgehobene, Amplitudenfolge ist aufgrund ihres Frequenz- Drehzahlzusammenhangs der zweiten Getriebestufen-, ersten harmonischen Ordnung zu zuordnen. In den weiteren gezeigten Abschnitten wird diese Ordnung näher untersucht.

In Abbildung 12 ist die besagte Ordnung des Sensors `$$_TWR_H4_CF` im 2D-Ordnungsdiagramm als Amplitude über der Frequenz bzw. Drehzahl gezeigt. Daneben sind auch weitere Sensoren auf derselben Turmhöhe aufgetragen. Dabei zeigt sich eine

signifikante Hauptresonanz bei etwa 177 Hz von etwa 0,35 mm/s für den Sensor \$\$S_TWR_H4_CF.

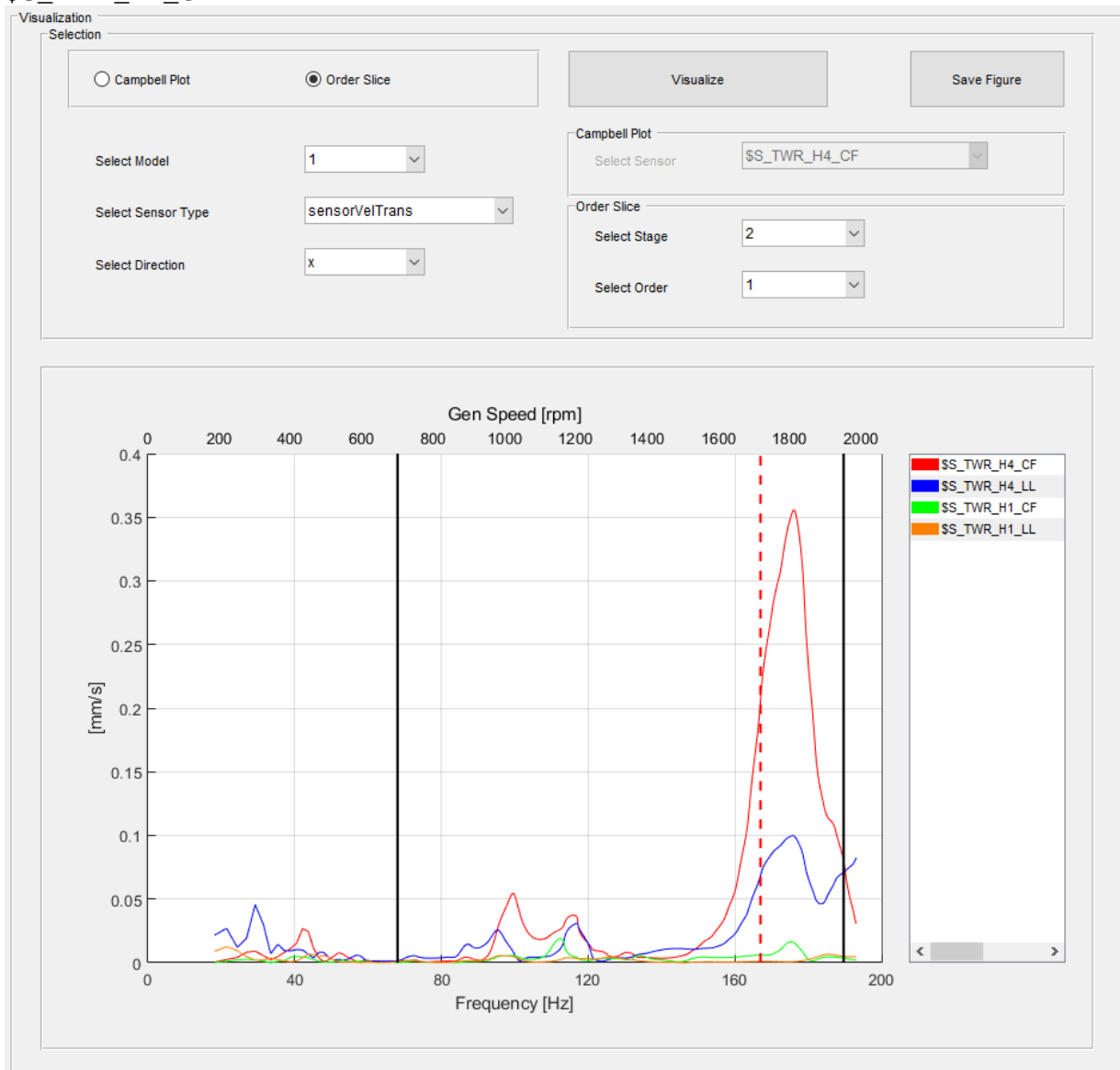


Abbildung 12: 2D Ordnungsdiagramm

5.1.3 Transferpfad-Analyse

Im obigen Abschnitt zur Optimierung der Verzahnungsgeometrie wurde untersucht inwiefern Resonanzamplituden durch Verminderung der Anregung selbst verringert werden können. Mithilfe einer Optimierung bzw. Änderung von Lagerparametern kann darüber hinaus die Übertragung von Vibrationen gewinnbringend verändert werden. Die Analyse welches Lager für die Übertragung einer Schwingung einer bestimmten Frequenz von einer bestimmten Anregungsquelle hin zu einem Sensor verantwortlich ist, ist mithilfe der bisher gezeigten Methoden nicht möglich. Die Analyse von Übertragungsfunktionen beschreibt lediglich die potenzielle Übertragung von Anregung zu einem Sensor, während mit Hilfe der Ordnungsanalyse ausschließlich einzelne Signale in ihrer Zusammensetzung im Sinne von drehzahlabhängigen Anregungen beschrieben werden. Mit der Transferpfadanalyse jedoch, können Lager, welche kritische Resonanzstellen übertragen identifiziert und der Anteil der Übertragung der Resonanz auch quantifiziert werden.

Die im vorigen Abschnitt identifizierte Resonanzstelle an der Turmoberfläche wurde in diesem Sinne durch die Transferpfadanalyse mithilfe des OTraPARTe -Tools näher untersucht.

Dazu wurde zunächst ein von rotierenden Komponenten, freigeschnittenes Modell erzeugt, siehe Abbildung 13 links. In diesem Modell werden die Übertragungsfunktionen (Frequency Response Function: FRF) zwischen den so definierten Schnittstellen und dem gemessenen Sensor auf der Turmoberfläche erzeugt. Die Wahl der Schnittstellen ist abhängig von der Fragestellung, die mit der Transferpfadanalyse beantwortet werden soll. Im vorliegenden Fall soll unter den drei Hauptstützpunkten des Triebstrangs, das kritische Lager (bzw. dessen Lastrichtung) identifiziert werden, welches den Hauptteil der Energie der Resonanz vom Getriebe zum Sensor überträgt. Demnach ergeben sich die folgenden Schnittstellen:

- Das Lager der Hauptwelle (5 Lastrichtungen = 3 Kräfte + 2 Momente)
- Die beiden Drehmomentstützen (je 5 Lastrichtungen = 3 Kräfte + 2 Momente)

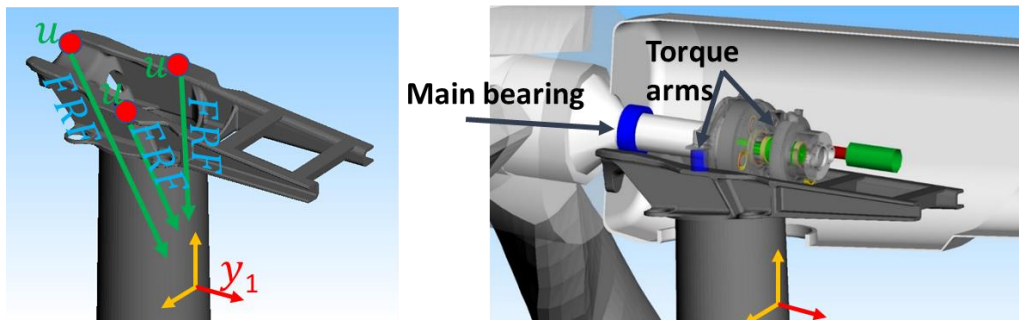


Abbildung 13: Wahl von Inputs und Output für die Berechnung der Transferfunktionen

Jede Kombination von Schnittstellen-Last (bezeichnet mit „ u_k “) und Sensor-Messsignal (bezeichnet mit „ y_n “) ergibt einen Eintrag in der Transferfunktionsmatrix (FRF_{nk}). Formel 1 zeigt die matrixweise Formulierung des Transferpfad-Analyse-Modells:

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{11} + y_{12} + \dots + y_{1k} \\ y_{21} + y_{22} + \dots + y_{2k} \\ \vdots \\ y_{n1} + y_{n2} + \dots + y_{nk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} FRF_{11} & FRF_{12} & \dots & FRF_{1k} \\ FRF_{21} & FRF_{22} & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ FRF_{n1} & \dots & \dots & FRF_{nk} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_k \end{bmatrix}$$

Formel 1: Hauptgleichung der Transferpfadanalyse

Das Messsignal an jeder Messtelle im Frequenzbereich kann damit als Summe des Produkts der jeweiligen Übertragungsfunktionen mit den jeweiligen Schnittstellen-Lasten beschrieben werden. Aus dieser Betrachtungsweise heraus soll noch einmal der Unterschied zwischen Ordnungs- und Transferpfadanalyse hervorgehoben werden: Während mit der Ordnungsanalyse lediglich die Einträge im Vektor der Gesamtantwort y_n analysiert werden, ermöglicht die Transferpfadanalyse die Quantifizierung der bzw. Summanden y_{nk} .

In Abbildung 14 sind alle Summanden bzw. Pfade der Antwort des Turmoberflächensensors $\$S_TWR_H4_CF$ über der Frequenz bzw. Drehzahl aufgetragen. Die farbliche Darstellung der Geschwindigkeitsamplitude zeigt die Übertragung der Resonanz über den Pfad 4 als betragsmäßig hauptverantwortlich für die gemessene Resonanz bei 177Hz. Tabelle 3 zeigt die Liste der einzelnen Pfade, die bei dieser Analyse betrachtet wurden.

Über Abbildung 15 lässt sich außerdem die Phasenlage der einzelnen Pfade gegenüber der Hauptantwort überprüfen. Da die einzelnen Bestandteile in komplexer Form vorliegen, können auch betragsmäßig große Pfade geringe Auswirkung auf die Gesamtamplitude haben.

Tabelle 3: Liste der Transferpfade

Pfad	Lager	Lastrichtung
Pfad 1	Hauptlager	x
Pfad 2	Hauptlager	y
Pfad 3	Hauptlager	z
Pfad 4	Hauptlager	beta
Pfad 5	Hauptlager	gamma
Pfad 6	Drehmomentstütze rechts	x
Pfad 7	Drehmomentstütze rechts	y
Pfad 8	Drehmomentstütze rechts	z
Pfad 9	Drehmomentstütze rechts	beta
Pfad 10	Drehmomentstütze rechts	gamma
Pfad 11	Drehmomentstütze links	x
Pfad 12	Drehmomentstütze links	y
Pfad 13	Drehmomentstütze links	z
Pfad 14	Drehmomentstütze links </td <td>beta</td>	beta
Pfad 15	Drehmomentstütze links	gamma

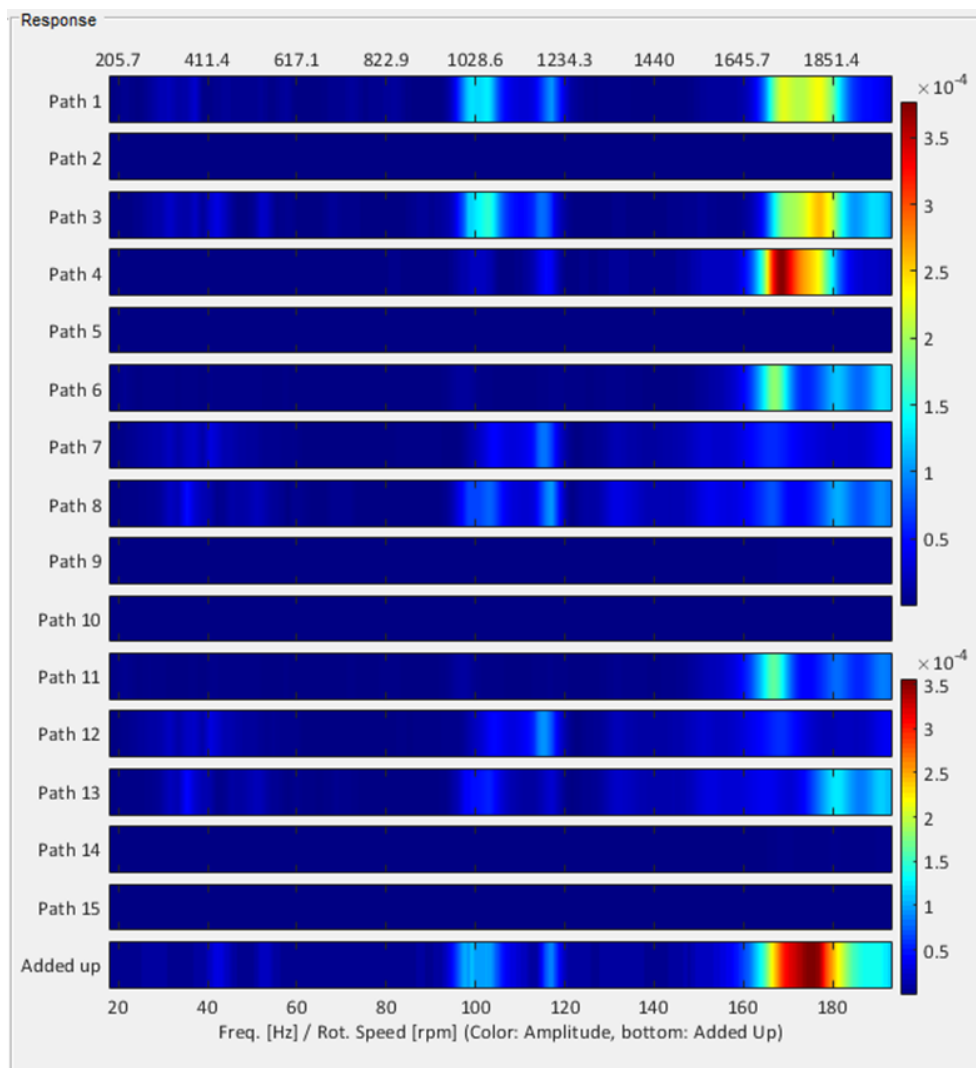


Abbildung 14: Plot zur Ermittlung des kritischen Transferpfads

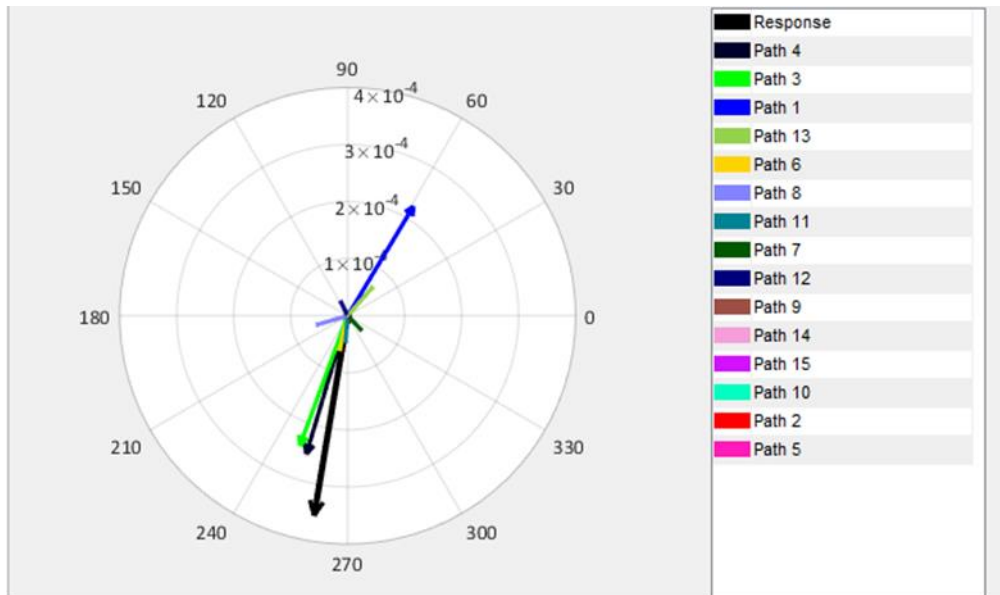


Abbildung 15: Zur Resonanz bei 177Hz: Phasenlage der einzelnen Pfade

Um die tatsächliche Beteiligung eines Bestandteils auf die Gesamtamplitude vereinfacht zu quantifizieren ist in Abbildung 16 der auf die Gesamtantwort projizierte Anteil im Balkendiagramm veranschaulicht.

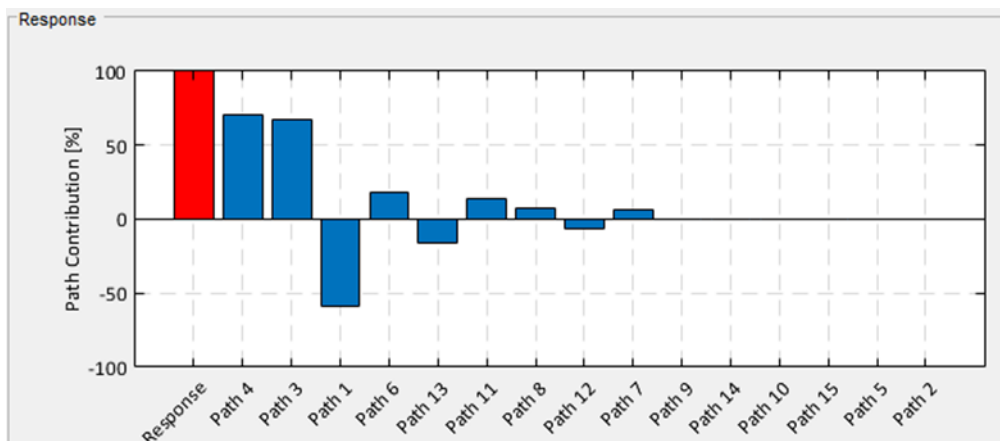


Abbildung 16: Zur Resonanz bei 177Hz: Pfadanteile projiziert auf die Gesamtamplitude

Damit lassen sich die Pfade 3 und 4 als kritische Pfade identifizieren, welche beide die Übertragung vom Hauptlager zum Sensor beschreiben, jedoch in unterschiedlichen Richtungen der Schnittlast (Kraft in z, bzw. Moment um y). Pfad 1 trägt quantitativ zu einer Verminderung der Gesamtamplitude dieser Resonanz bei.

Mit dieser Analyse wurde das Hauptlager als kritisches Lager mit den beiden Lastrichtungen z und beta identifiziert.

Durch diese Analyse-Methode lassen sich bei einer real vorhandenen Resonanz bei einer Anregungsfrequenz erste Ansätze zur Vermeidung bzw. Verminderung der Resonanz ableiten. Der Einfluss verschiedener Maßnahmen, wie z.B. Einführung eines Dämpfers oder Änderung der Massen- und Steifigkeitseigenschaften lassen sich mit einer weiteren Transferpfadanalyse bewerten.

5.1.4 Analyse von akustischen Tonalitäten an Windenergieanlagen

Um die Tonalitäten an Windenergieanlagen beurteilen zu können gibt es zusätzlich zur Berechnung der Vibrationen in der WEA auch die Möglichkeit die Körperschallabstrahlung zu berechnen, die mit den Vibrationen einhergehen. Der Mechanismus der vibroakustischen

Geräuscentwicklung beginnt mit der Anregung der Struktur entweder im Getriebe, bei dem die Zahnpaarungen durch ihren dynamischen Übertragungsfehler zu Anregungen der Wellen führen (bei Getriebeanlagen), oder an den Poolpaaren der getriebelosen Anlagen, an denen durch Unregelmäßigkeiten im Magnetfeld des Ringgenerators Anregungen auf Strukturkomponenten des Generators wirken. Die angeregten Vibrationen wirken sich über die Strukturkomponenten (Zahnräder, Wellen, Gehäuse, Drehmomentstützen, Hauptlager, Maschinenträger und Nabe) hin zu den Großkomponenten (Rotorblätter und Turm) aus. Die große Oberfläche von Turm und Rotorblättern strahlt die Geräusche in die umgebende Luft ab, und Vibrationen können sich über das Fundament in den Boden übertragen. Sowohl in der Luft (Luftschall) als auch im Boden (Erschütterungen) kann sich der Schall ausbreiten und Empfänger (Ohr, Mikrophon) erreichen.

Für die Vibro-akustische Auswertung wurde ein multidisziplinärer Simulation-Prozess entwickelt. Während der Wirkpfad des Vibrationstransfers bis hin zu den Oberflächengeschwindigkeiten der Großkomponenten mittels den bereits vorgestellten MKS-Systemen SIMPACK berechnet werden kann, wird für die weiteren Berechnungen der äquivalenten abgestrahlten Schalleistung (ERP), sowie dem Schalldruckpegel in Luft und im Fernfeld weitere Modellierungs- und Simulationsschritte erforderlich. Um diese Schritte durchzuführen wird die Finite-Elemente-Simulation herangezogen. Abbildung 17 zeigt schematisch die entwickelte Prozesskette der vibro-akustischen Analyse einer Windenergieanlage. In diesem Prozess wird zuerst das MKS-Modell verwendet, um die Lager- und Schnittkräfte zu berechnen. Die Berechneten Lasten sind im Zeitbereich. Für die Vibro-Akustische Analyse wird das Werkzeug OTraPArTe verwendet, um die Schnittlasten und deren harmonischen Anteile im Frequenzbereich zu berechnen.

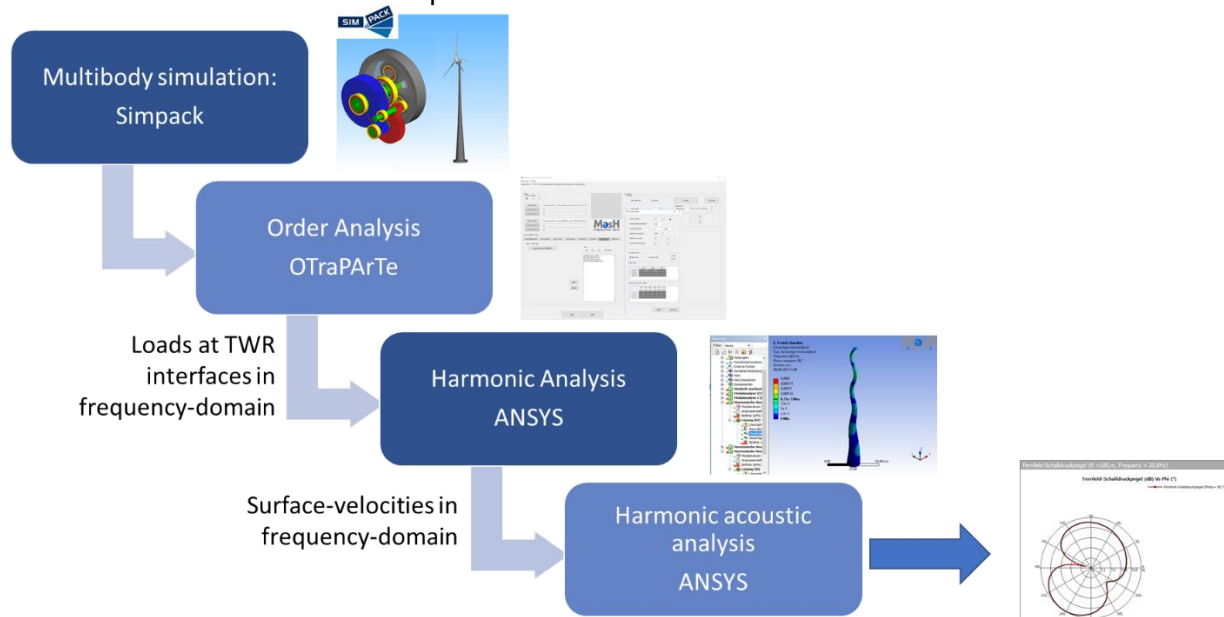


Abbildung 17: Prozesskette Vibro-akustische Analyse einer Windenergieanlage

Die Outputs von OTraPArTe, hier die Schnittlasten im Frequenzbereich, werden als Input für das ANSYS-Modell verwendet. In ANSYS wird zuerst eine „Harmonic Analysis“ durchgeführt. In diesem Schritt wird die Vibrationsgeschwindigkeit der Strukturoberflächen berechnet. Diese Schwingungen werden als Randbedingung für den Fluidteil um die Struktur definiert und damit eine „harmonic acoustic analysis“ durchgeführt. Somit wird der Schalldruckpegel in der Nähe der Struktur (Nahfeld) aber auch in Entfernung der Struktur berechnet.

Für eine schnellere akustische Bewertung der Struktur lässt sich nach der Durchführung der Harmonik-Analyse die Vibrationsgeschwindigkeit der Strukturoberfläche zu nutzen um die sogenannte „Equivalent Radiated Power, ERP“ zu ermitteln.

5.2 Einfluss der Optimierung der Verzahnungsanregungen

Eine Möglichkeit Einfluss auf das Anregungsverhalten von Getrieben zu nehmen, ist eine nachträgliche Korrektur der Flankengeometrie, um herstellungs- sowie betriebsbedingte Störeinflüsse zu minimieren. So kann die Verzahnungsanregung direkt verringert werden. Es wurde ein methodisches Vorgehen entwickelt, welches es ermöglicht die Geometrieoptimierungen durch Flankenmodifikationen in ihrem Anregungsverhalten beurteilen zu können und geeignete Korrekturparameter zu bestimmen.

5.2.1 Optimierungsansatz und Beurteilung des Anregungsverhaltens

Um das makroskopische dynamische Verhalten und etwaige übergeordnete Störgrößen des Gesamtsystems miteinzubeziehen, eignet sich die aus Vorarbeiten verfügbare Modellkette auf Basis des Mehrkörpersimulationsprogramms Simpack. Das System kann so bis zu einem beliebigen Grad miteinbezogen werden, bis hin zur vollständigen Abbildung der Windenergieanlage im Betrieb. Da die erforderlichen Parameterstudien rechenintensiv waren, mussten Vereinfachungen des Modells gefunden werden, siehe Abbildung 18, mit denen dennoch eine zulässige Einschätzung des Anregungsverhaltens im Gesamtkontext ermöglicht wird. Zusätzlich sollten aussagekräftige Kennwerte definiert werden, die eine automatisierte Beurteilung des Anregungsverhaltens zulassen. Dies erlaubte die Betrachtung aller zur Verfügung stehenden Korrekturmöglichkeiten und deren Parameter hinsichtlich ihres Einflusses, und somit eine methodische Korrekturbestimmung.

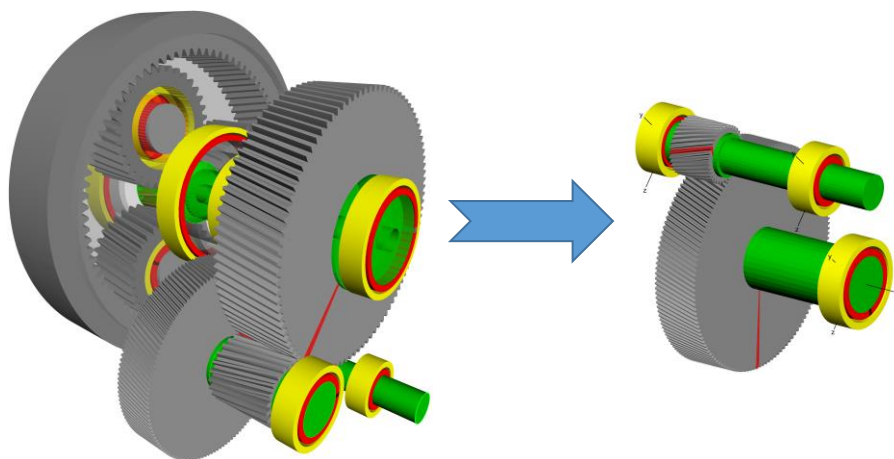


Abbildung 18: Extraktion der Stirnradstufe aus dem mehrstufigen Getriebemodell

Die Vorgehensweise der Optimierung ist wie folgt:

- Modellvereinfachung

Das Verfahren wird sinnvollerweise an einem Modell mit begrenzter Komplexität durchgeführt. Zur Analyse wird zunächst nur eine Stufe (z.B. Stirnradstufe) des generischen 2MW-Referenzgetriebes optimiert. Zusätzlich werden alle Freiheitsgrade der Lagerung sowie die Flexibilität der Wellen vernachlässigt, um die Einflüsse der weiteren Modell-Parameter auf der Zielfunktion auszuschließen.

- Eingrenzung des Parameterraums

Jede Flankenkorrektur beeinflusst direkt die Geometrie der Verzahnung. Die praktischen Grenzen einer Korrektur, und damit des zu betrachtenden Parameterraums, sind durch die Tragfähigkeit der einzelnen Zähne definiert. Wird z.B. durch die Korrektur so viel Material entfernt, dass zu einem Zeitpunkt weniger Zähne im Eingriff stehen, erhöht dies die Last auf die einzelnen Zähne. Es müsste eine erneute Tragfähigkeitsnachweis erbracht werden, der in diesem Verfahren erspart werden soll. Der maximal zulässige Parameterraum wird

also über eine Analyse der tragenden Zähnezahl in Abhängigkeit der Flankenkorrektur durchgeführt.

- Bestimmung der Korrekturparameter

Das um eine Flankenkorrektur modifizierte Modell wird mittels Zeitintegration in einem eingeschwungenen, quasi-statischen Zustand hinsichtlich des Anregungsverhaltens untersucht. Die optimalen Parameter werden anhand einer Bewertungsfunktion ermittelt. Aus verschiedenen möglichen Varianten wurde dabei die Standardabweichung des dynamic transmission error (DTE) als zielführendste Größe ermittelt, da dieser eine gute Korrelation gegenüber der gemessenen Lagerkräfte aufweist, siehe Abbildung 19

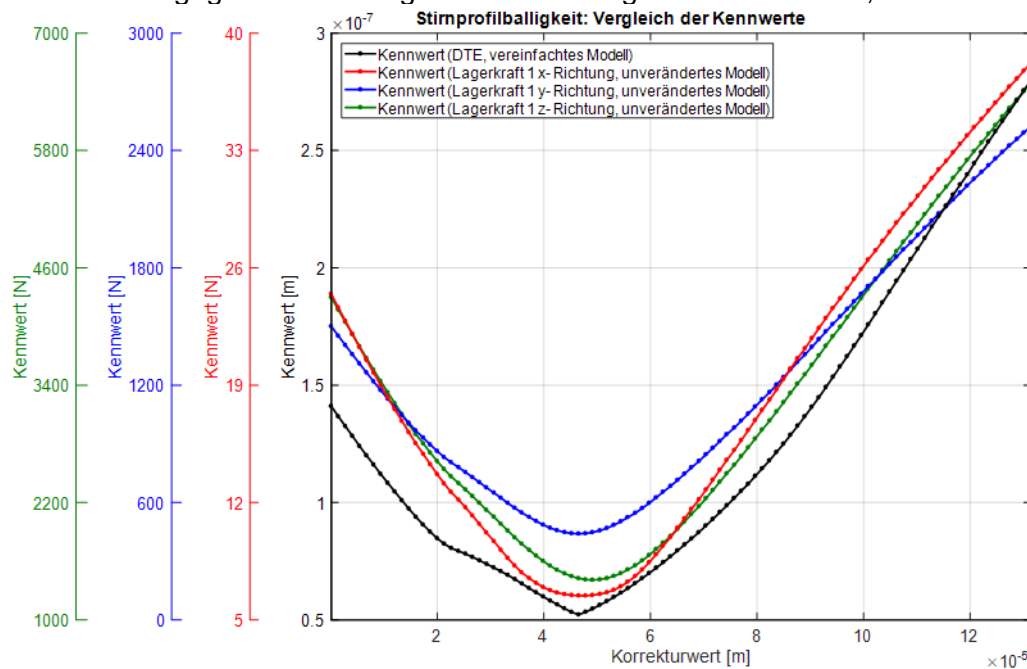


Abbildung 19: Korrelation des DTE und der berechneten Lagerkräfte

- Analyse der Optimierungsergebnisse

Die Analyse der Optimierungsergebnisse wird an Hand eines Beispiels beschrieben. Hierfür wird eine Korrektur der Stirnprofilballigkeit aufgeführt. Nach der Optimierung hinsichtlich der Standardabweichung des DTE am vollsteifen Modell, kann für bestimmte, charakteristische Frequenzen eine Reduktion der Lagerreaktionen beobachtet werden. Diese entsprechen den Vielfachen der Zahneingriffsfrequenzen, siehe Abbildung 20. Innerhalb des zulässigen Parameterbereichs ist die Wirkung der Korrektur nicht einheitlich positiv für alle Frequenzen. Unter anderem in Reaktionsrichtung F_y führt die optimale Korrektur (hinsichtlich der ersten Zahneingriffsfrequenz) zu einer Erhöhung der Reaktionskräfte bei den ersten Vielfachen der Zahneingriffsfrequenzen.

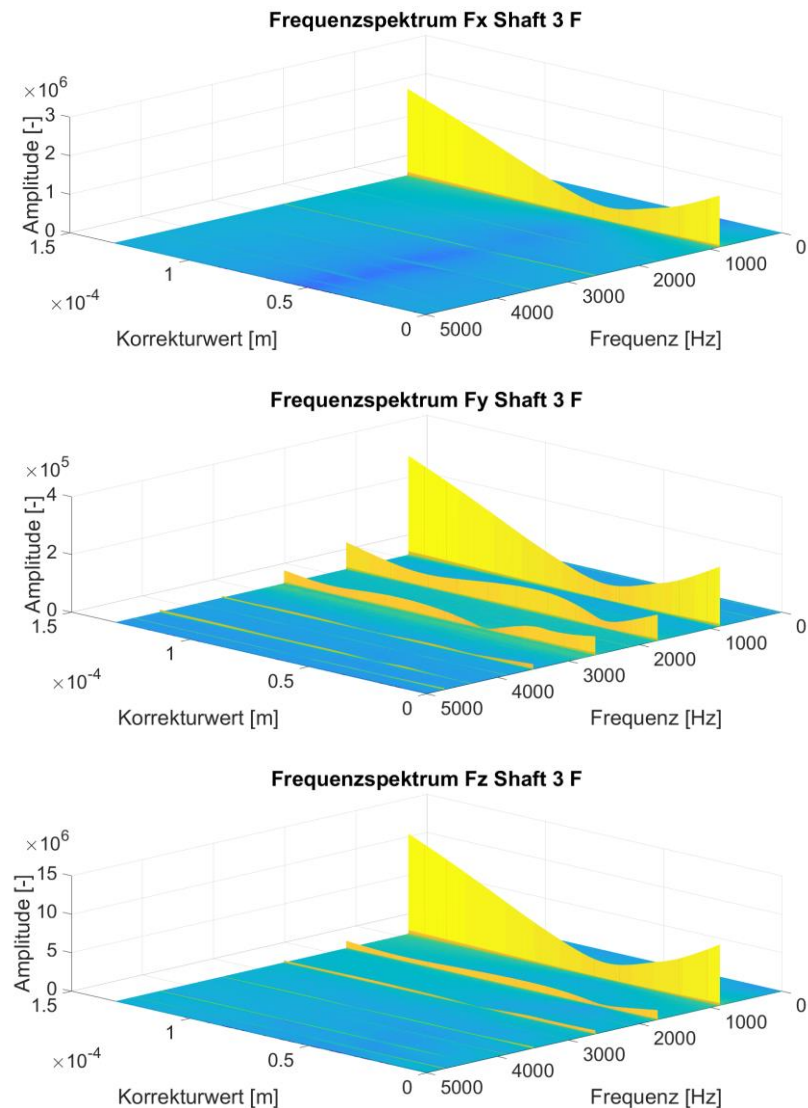


Abbildung 20: Antwortspektren in Abhängigkeit des Korrekturwertes der Stirnprofilballigkeit

Es hängt demnach von der Gesamtsystemsituation ab, ob die erste oder zweite Eingriffsvielfache zu einer prägnanten Schallemission beitragen. Dementsprechend muss das Optimierungsergebnis jeweils im Gesamtkontext überprüft werden.

5.2.2 Anwendung des Optimierungsverfahrens

In einem Anwendungsfall wurde die Reduktion niederfrequenter Anregung ins Auge gefasst. Diese entsteht bei mehrstufigen Getrieben in der ersten Getriebestufe, also in der Regel in einer Planetenstufe. Die erste Ordnung ist dabei von der Zähnezahl des Hohlrades abhängig, grau eingefärbt in Abbildung 21.

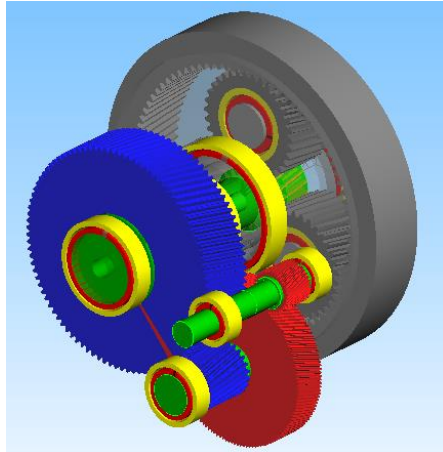


Abbildung 21: Getriebestufen des generischen 2MW-Getriebes. Die untersuchte Planetenstufe ist grau eingefärbt

Im gegebenen Falle des generischen 2MW-Getriebes hat das Hohlrad der ersten Stufe 87 Zähne, damit liegt die niedrigste mögliche Frequenz einer Verzahnungsanregung bei dem 87fachen der Rotordrehzahl. Bei einem Drehzahlbereich zwischen 5.5 rpm und 17.7 rpm der Anlage ergeben sich somit potenzielle tonale Anregungen zwischen 7.97 Hz und 25.66 Hz. Das Getriebe wurde isoliert, d.h. vom Windturbinenmodell freigeschnitten. Die Drehzahl des Planetenträgers ist konstant gehalten, so dass sich eine generatorseitige Wellendrehzahl von 1480 rpm ergibt (entspricht einer Eingangswellendrehzahl von 15.25 rpm). Als Bewertungsgrundlage wird die Variation des dynamischen Transmissionsfehlers (DTE) herangezogen. Die Kopfrücknahme ist durch drei Parameter definiert, von denen aber nur der oberflächenneutrale Flächenabtrag am Zahnkopf variiert wird, siehe Abbildung 22. Durch Parametervariation lässt sich derjenige Wert ermitteln, bei dem die Kopfrücknahme zu einer minimalen Anregung führt, ohne die Tragfähigkeit des Zahns zu beeinträchtigen. Dafür wird das Modell im konstanten Betriebspunkt im Zeitbereich integriert. Es wird zunächst der Kontakt Sonne-Planet optimiert. Anschließend wird die rückseitige Flanke betrachtet, die beim Kontakt Planet-Hohlrad im Eingriff steht. Die Anregung, aus der hinsichtlich des DTE optimierten Verzahnung wird daraufhin validiert, indem die wirkenden Lagerkräfte am Übergang von Getriebe zu Gehäuse ausgewertet werden.

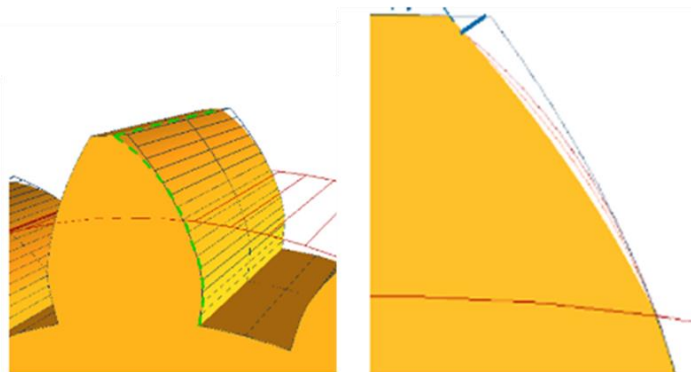


Abbildung 22: Schematische Darstellung der Kopfrücknahme zur Anregungsreduktion

In Abbildung 23 ist ersichtlich, dass eine deutliche Reduktion der dynamischen Übertragungsfehler durch Optimierung der Zahnflanken erzielt werden kann. Dies gilt speziell für die Frequenzen der ersten beiden Ordnungen bei 22 Hz und bei 44 Hz.

DTE Contact PG-SG

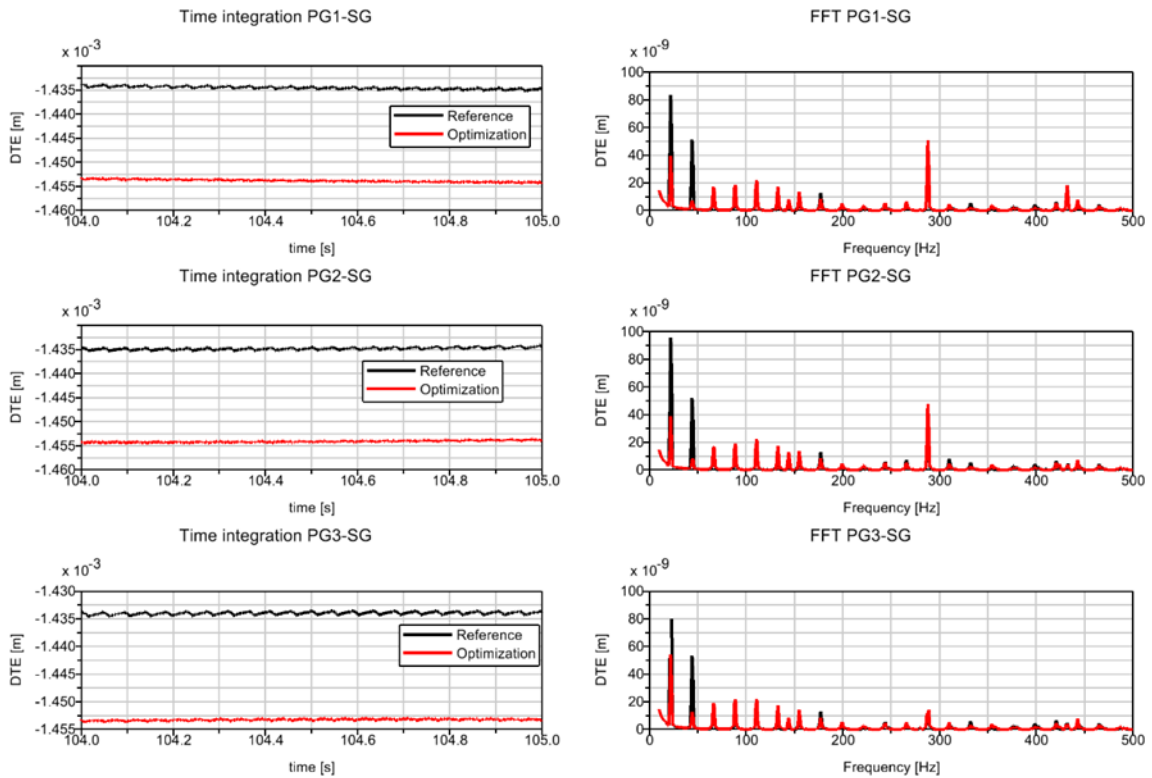


Abbildung 23: Reduktion des DTE in der ersten Planetenstufe. Erläuterung: PG1-3: planet gear 1-3. SG: sun gear

Es konnte gezeigt werden, dass sich daraufhin auch die Anregung in rotatorischer Richtung sowohl für den Planetenträger als auch für das Gehäuse des Getriebes signifikant reduziert. Durch die Kopfrücknahme wird der Eingriffsstoß der Zahnräder abgemildert und somit die Anregung in rotatorischer Richtung reduziert. Als Folge der Flankenmodifikation werden ebenfalls die Kräfte in vertikaler Richtung an den Drehmomentstützen bei 22 Hz signifikant reduziert, siehe Abbildung 24. Die Vibrationsgeschwindigkeiten an den Drehmomentstützen werden ebenfalls deutlich verbessert. Dies zeigt, dass sich durch die Optimierung hinsichtlich der inneren Anregung die Schwingungen des Gesamtgetriebes, und somit die tonale Anregung der Gesamtstruktur, effektiv reduziert werden kann. Dieses Vorgehen ist für eine solche Anwendung gegenüber einer multiobjektiven Optimierung anhand des hochaufgelösten Gesamtmodells der Windturbine zu bevorzugen.

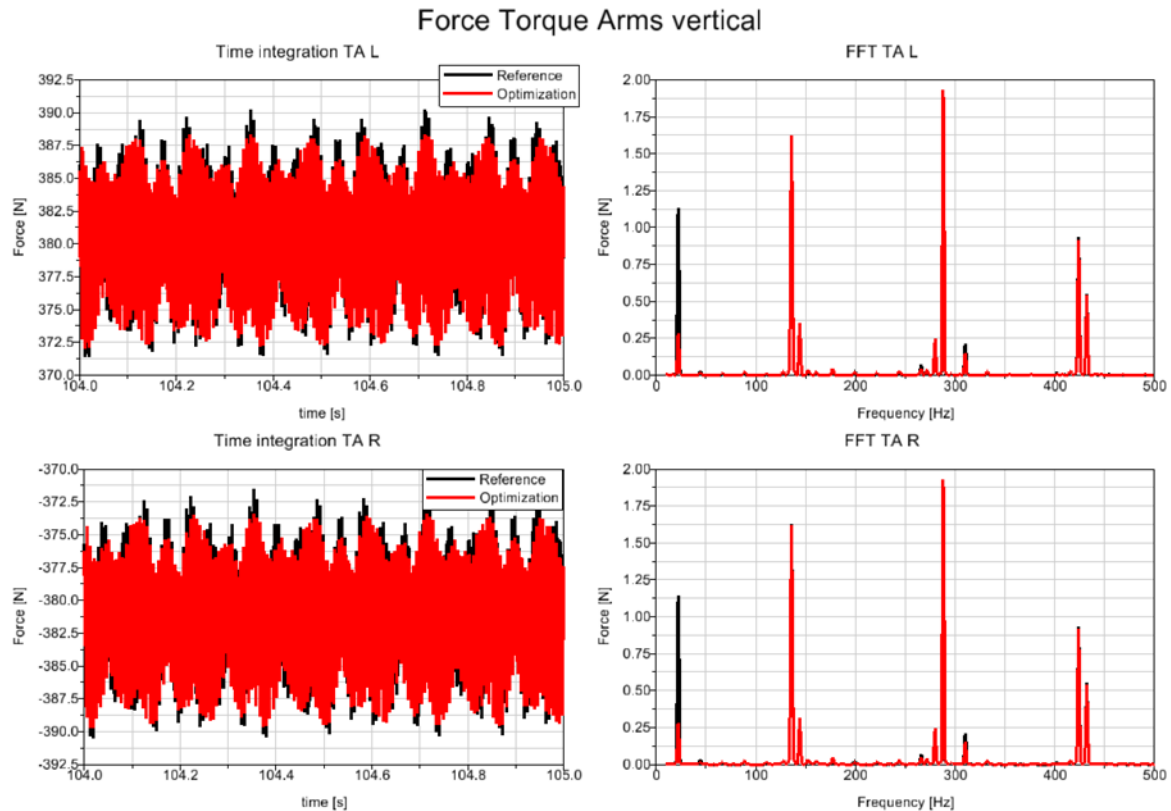


Abbildung 24: Reduktion der Auflagerkräfte des Getriebes. Erläuterung: TA-L: torque arm left. TA-R: torque arm right

5.3 Einfluss der Anwendung von Hydrolager auf den Vibrationstransfer

Im Projekt TremAc sollten die vielversprechenden Methoden der Minimierung der Amplitude der Anregung durch Optimierung der Mikrogeometrie der Verzahnung, sowie die Reduktion der des Vibrationstransfers durch den gezielten Einsatz elastischer Komponenten auch ihre Effektivität bezüglich der Reduktion von niederfrequenten Emissionen von Windenergieanlagen untersucht werden. Hierfür wurde der Einfluss von elastischen Komponenten an den Drehmomentstützen untersucht.

5.3.1 Modellierung hydroelastischer Komponenten im Triebstrang

Elastische Komponenten zur Beeinflussung des Transferpfades zwischen Bauteilen sind z.B. im Automobilbereich seit langem bekannt. Dort kommen sogenannte Hydrolager beispielsweise als Motorlager zum Einsatz, um die Schwingungen des Motors vom Rest der Struktur zu entkoppeln. Hydrolager sind flüssigkeitsgefüllte elastische Elemente, die eine amplituden- und frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung aufweisen, siehe Abbildung 25. MesH hat einschlägige Erfahrungen mit der Modellierung von Hydrolagern und hat hierfür ein eigenes Krafterelement zur Verwendung in Mehrkörpersystemen geschrieben. Die Modellierung der Elemente basiert dabei auf der Kombination rheologischer Ansatzfunktionen, wie in Abbildung 26 dargestellt. Dadurch entstehen Modelle mit einer großen Anzahl von unabhängigen Parametern. Diese Parameter können durch numerische Optimierung variiert werden, um das Verhalten von realen Hydrolagern anhand von frequenz- und amplitudenabhängigen Messkurven zu identifizieren, siehe Abbildung 27.



Abbildung 25: Hydrolager zur Anwendung im Automobilbereich, Quelle: Dokumentation Simpack 2019.1

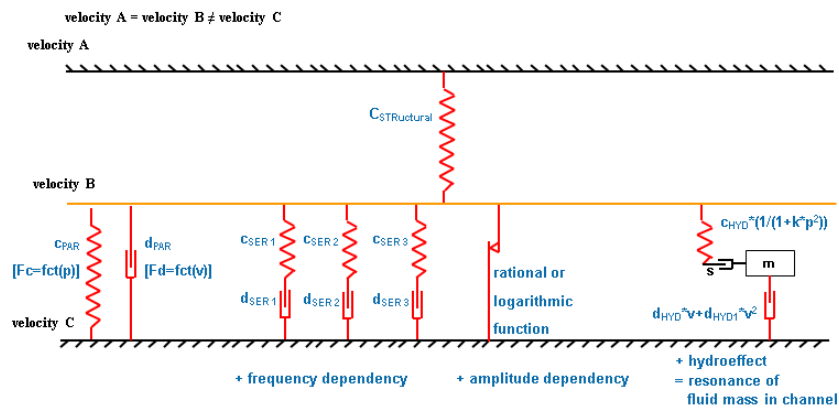


Abbildung 26: Hydrolagern als Kombination rheologischer Elemente

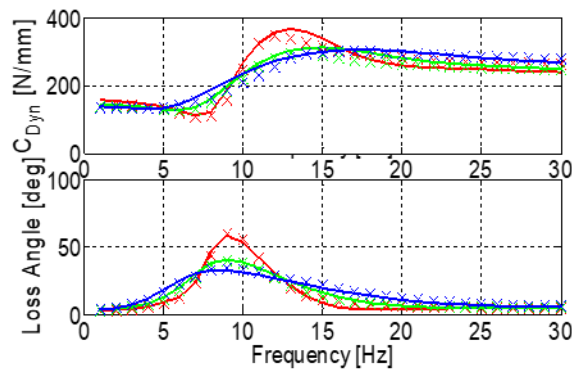


Abbildung 27: Vergleich eines optimierten Hydrolagermodells mit Messkurven

Im Projekt TremAc wurde diese Modellierung genutzt, um das Verhalten eines theoretischen Hydrolagers zu repräsentieren, welches den gewünschten Einfluss auf das Transferverhalten hat. Das Hydrolager wurde im MKS-Modell an der Schnittstelle zwischen der Drehmomentstütze des Getriebes und dem Anschlussblock auf dem Maschinenträger platziert, wie auf Abbildung 28 dargestellt. Die Auslegung der Hydrolager wurde so gewählt, dass die Dämpfung des Hydrolagers im Bereich der Frequenz der ersten Zahnanregung bei Nenndrehzahl (ca. 20Hz) maximal wird. Aufgrund der Physik von Hydrolagern führt dies zu einer deutlich geringeren Steifigkeit im Bereich unterhalb von 25Hz im Vergleich zum Verhalten bei höheren Frequenzen. Das Antwortverhalten des Hydrolagers im Vergleich zur Referenzmodellierung ist in Abbildung 29 zu erkennen.

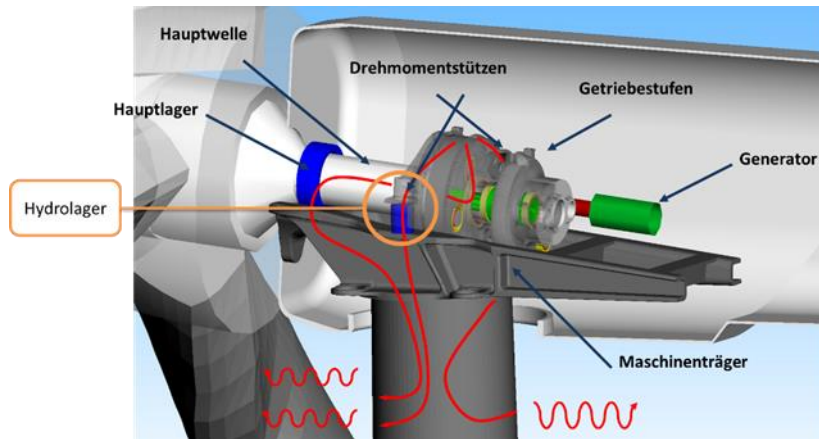


Abbildung 28: Einsatz von Hydrolagern in Windenergieanlagen

Antwortverhalten der Hydrolager

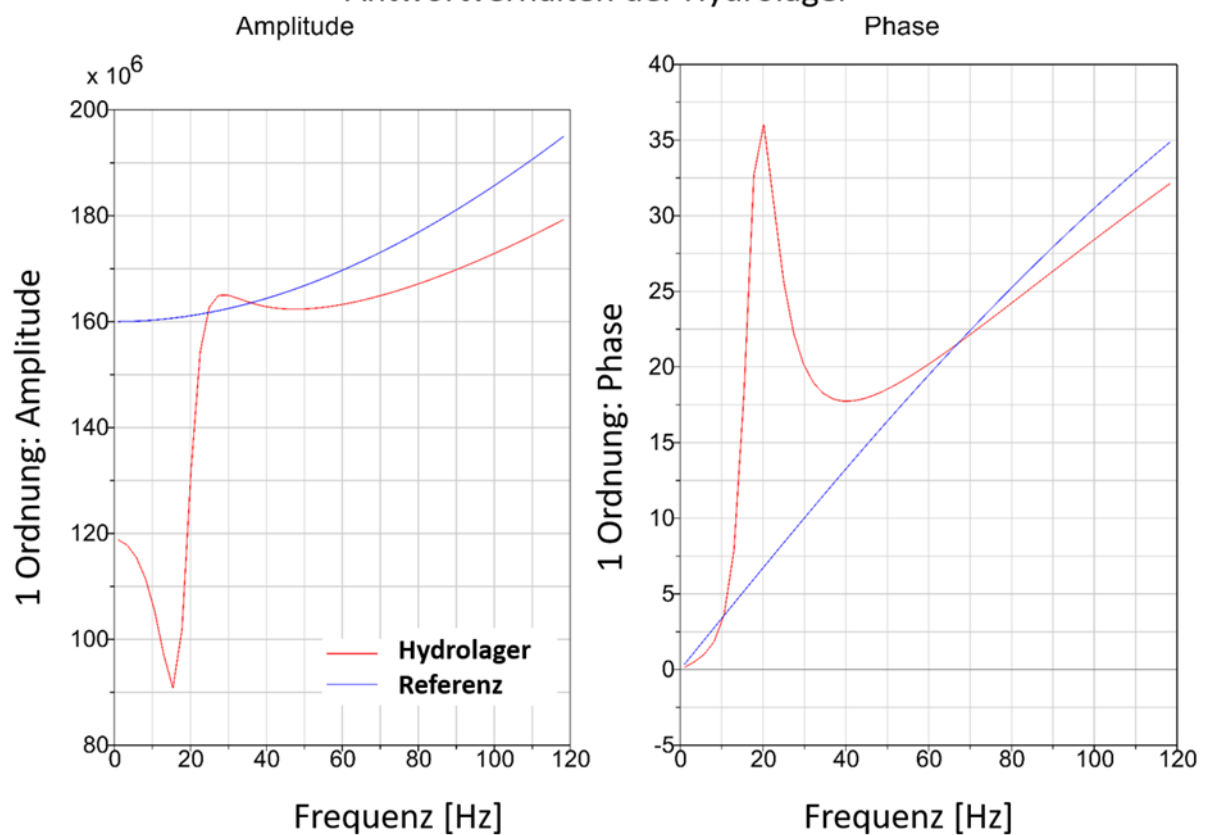


Abbildung 29: Vergleich des Antwortverhaltens des Hydrolagers zur Referenzmodellierung

5.3.2 Bewertung der Anwendung von Hydrolager

Das Ziel der zwischen Getriebe und Tragstruktur eingesetzten Hydrolager ist die Reduktion der Geräuschemissionen bei der identifizierten Tonalität bei ca. 20Hz. Um den Einfluss der Hydrolager in dieser Hinsicht bewerten zu können ist es zuerst einmal sinnvoll die frequenzabhängigen Lasten an den Drehmomentstützen zu betrachten. Dabei wurde im ersten Schritt die Annahme getroffen, dass geringere Lasten mit einer geringeren Schallabstrahlung einhergehen. In Abbildung 30 sind die simulierten frequenzabhängigen Kräfte dargestellt, die sich beim Betrieb der Windenergieanlage mit konstanter Drehzahl einstellen. Dabei sind neben den Referenzergebnissen auch die Ergebnisse mit optimierter Verzahnungsgeometrie und die Ergebnisse unter Verwendung des optimierten Hydrolagers dargestellt. Es ist zu erkennen,

dass die Verwendung von Hydrolagern bei der ersten Tonalität bei ca. 20Hz zu einer deutlichen Reduktion der Lasten führt. Auch im Vergleich zu den ebenfalls verbesserten Ergebnissen bei der Verzahnungsoptimierung wirkt sich das Hydrolager deutlicher aus. Im Bereich einer weiteren Tonalität bei ca. 40Hz ist ebenfalls eine deutliche Verbesserung zu erkennen. Im Gegensatz zu dem positiven Einfluss des Hydrolagers ist der Effekt bei der optimierten Verzahnung negativ. Dies ist zu erklären, da bei der Optimierung der Verzahnung ausschließlich der Bereich der ersten Tonalität bei 20Hz betrachtet wurde.

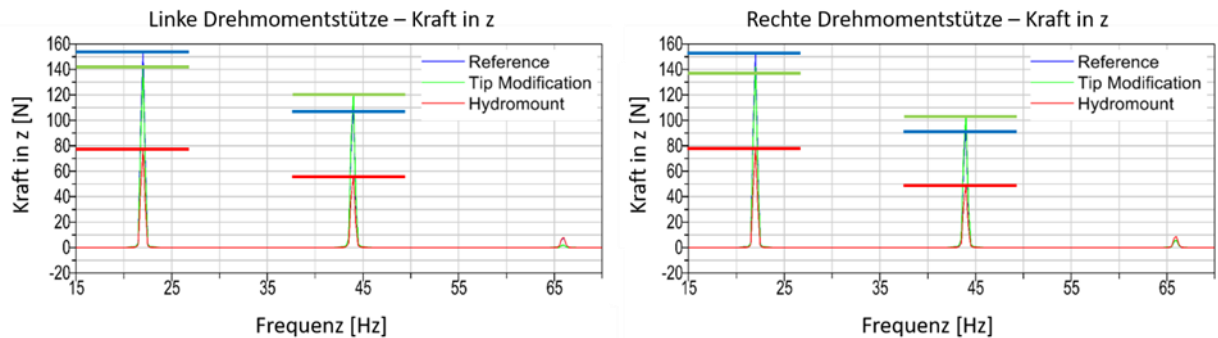


Abbildung 30: Frequenzabhängige Lasten beider Drehmomentstützen bei Nenndrehzahl

Weitere Vibro-Akustik relevante Ergebnisse, die mit der Anwendung von Hydromounts ermittelt wurden, werden im Kapitel 5.4 präsentiert.

5.4 Vibro-Akustischen Analyse der TremAc WEA-Turm, Minderung der Turmtonalen Emissionen

Für die vibroakustische Analyse einer WEA werden zuerst in SIMPACK die Struktur-Schnittlasten im Zeitbereich generiert. Für die vibroakustische Simulation des Turms wurden die relevanten Schnittlasten, wie in Abbildung 31 mit rotem Kreis markiert sind, ausgewählt. Diese sind die Hauptlagerlasten und die Lasten auf die Drehmomentstützen links und rechts.

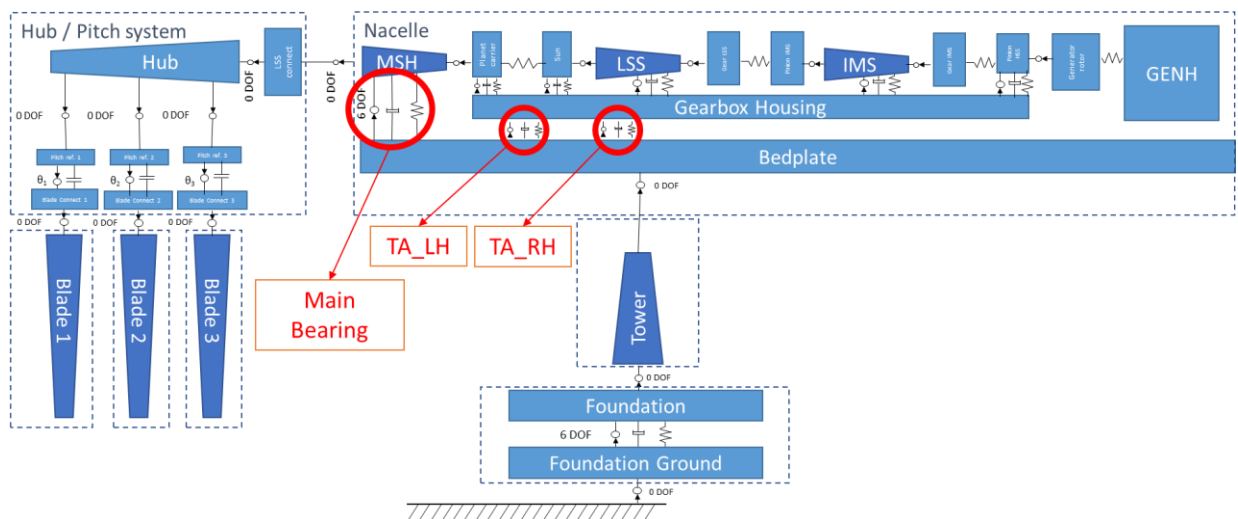


Abbildung 31: Schnitt-Lasten aus dem MKS-Modell für die Vibro-Akustische Analyse des Turms

Die aus dem MKS-Modell ermittelten Lasten wurden nach der Transformation im Frequenzbereich für die harmonische Analyse in ANSYS angewendet. Die Lage der Lastangriffspunkte in ANSYS sind sehr maßgebend für eine richtige Berechnung des Turm-Körperschalls (Einflüsse auf die Turmflächen-Vibration). Die Lastangriffspunkte in ANSYS-Modell relativ zur Turmwurzel müssen exakt dort liegen, wo die Schnittlasten im SIMPACK-Modell ermittelt wurden bzw. wo die Lager im SIMPACK-Modell lagen, siehe Abbildung 32.

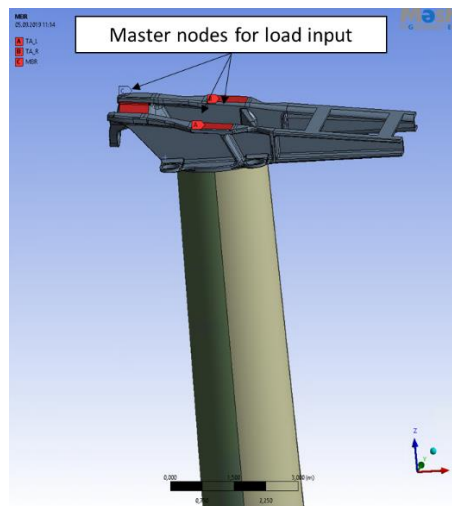


Abbildung 32: Einbringen des MKS-Schnittlasten auf dem ANSYS-Strukturmodell

Durch die Reduzierung der Anregungslasten aus dem Getriebe werden die Amplitude der Strukturvibrationen verringert. Dieses zeigt sich beispielweise bei der Analyse des Reaktionsmomentes am Turmfuß. Abbildung 33 zeigt die positiven Effekte (Reduzierung der Anregungsamplitude) durch die Optimierung des Getriebes und der Verwendung von transferpfadoptimierten Hydrolagern.

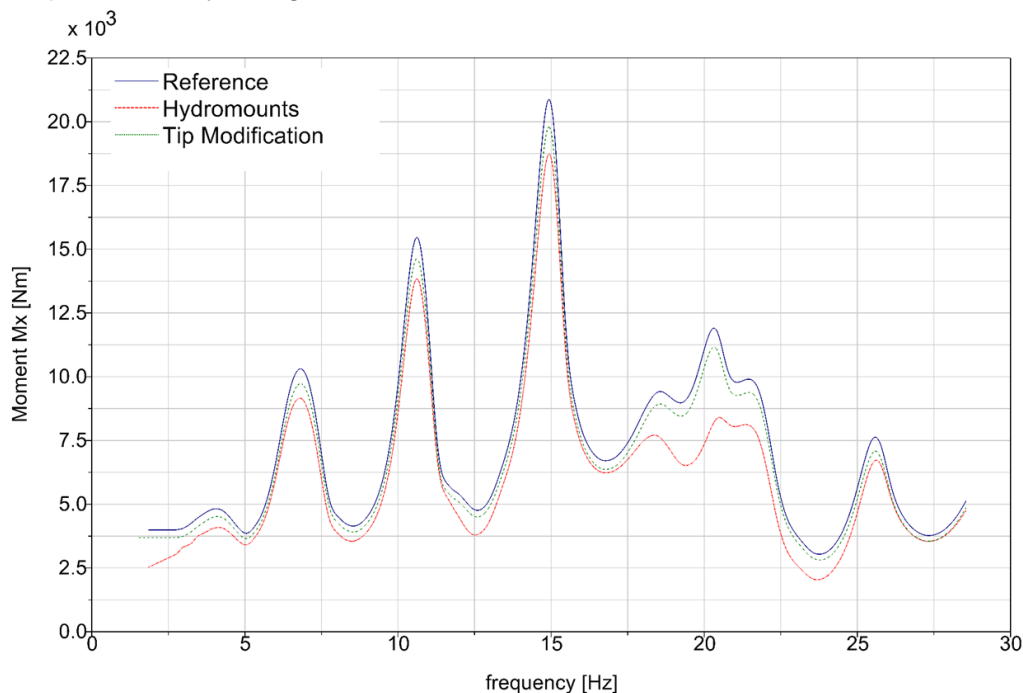


Abbildung 33: Turmwurzel Moment Mx

Die vibroakustische Analyse des Turms mit ANSYS wurde für die folgenden Fälle durchgeführt:

- TremAc-Referenzanlage
- TremAc-Referenzanlage mit Hydrolager
- TremAc-Referenzanlage mit optimierter Verzahnungsgeometrie

Die Ergebnisse dieser Analyse wurden zum Vergleich in einem Plot dargestellt, siehe Abbildung 34. Dargestellt wird das Körperschallmaß als „equivalent radiated power“ (ERP). Es ist zu sehen, dass bei 22 Hz die Verwendung von Hydrolagern eine erhebliche Reduzierung der ERP verursacht. Der entsprechende Einfluss der Zahnflankenoptimierung ist im Vergleich zur Anwendung von Hydrolagern deutlich geringer.

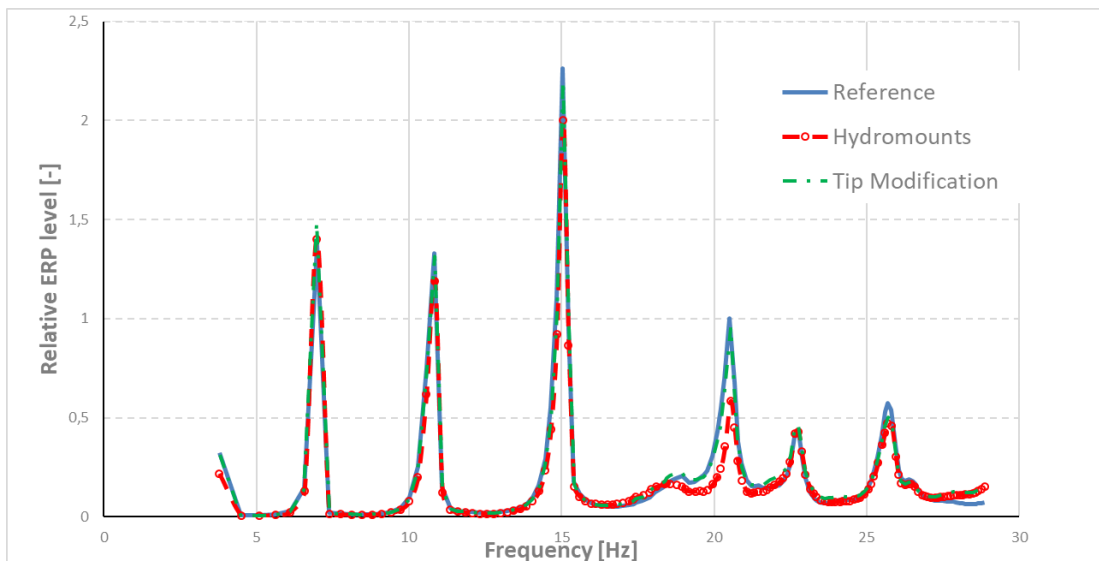


Abbildung 34: Equivalent radiated power 1st stage order 0.896

Bei der Berechnung des ERP werden nur die Vibrationsgeschwindigkeiten der Oberfläche betrachtet. Dieses erlaubt noch keine abschließende Aussage über die resultierenden Geräuschpegel, da der Abstrahlgrad als nicht konstant über alle Frequenzen angenommen werden muss. Für die Ermittlung der Schalldruckpegel in Nahfeld und Fernfeld wurde um die Turmstruktur ein Fluidvolumen modelliert. Für das Fluidvolumen wurde eine harmonische akustische Analyse durchgeführt. Für die Berechnung der Fernfeldakustik außerhalb des Fluids wurden die Außenflächen als Randbedingung definiert, die alle einfallenden Schalldrücke absorbieren. Somit kann man in einem Postprocessing-Schritt den Schalldruckpegel um den Turm an jeder radialen Lage ermitteln. Abbildung 35 zeigt den Schalldruckpegel um den Turm in 100 Meter Entfernung und vergleicht dabei die Ergebnisse der 3 Studienfälle. Es ist hier wieder zu erkennen, dass die beide Schallminderungsmaßnahmen ihre Ziele erreicht haben.

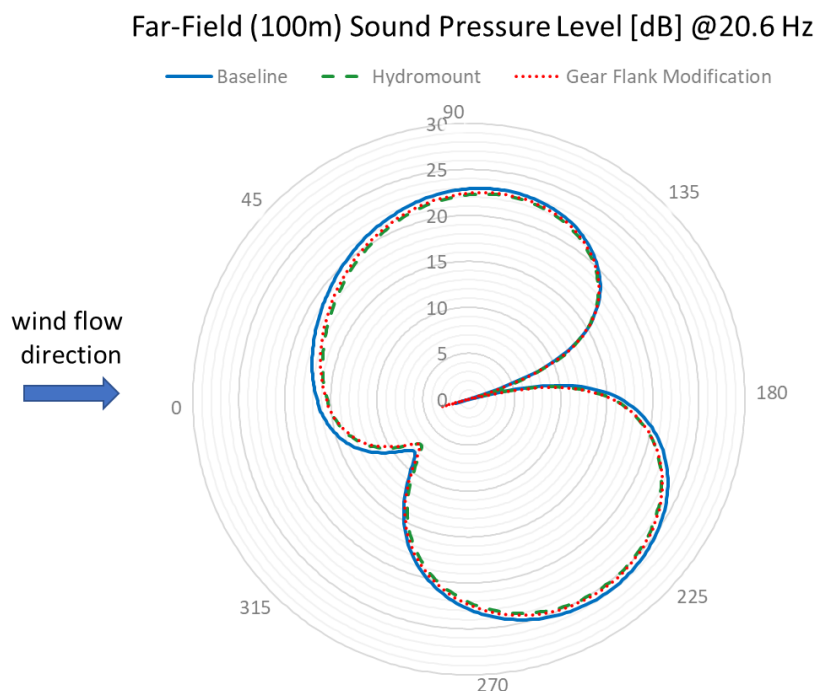


Abbildung 35: Schalldruckpegel um den Turm in 100 m Entfernung

6 DISKUSSION UND AUSBLICK

MesH Engineering GmbH ist es im TremAc-Projekt gelungen, eine numerische Bewertungskette zu etablieren, um die vibroakustischen Schallemissionen einer Getriebe-WEA effizient vorherzusagen. Die verwendete Toolkette berücksichtigt dabei detailliert die wesentlichen physikalischen Vibrationsquellen (Verzahnung, Getriebelagerung, flexible Eigenschaften) sowie die Transferpfade durch die Struktur bis hin zur Schallabstrahlung. Die ganzheitliche Bewertung ermöglicht es daher, die Vibroakustik der Anlage gezielt zu beeinflussen, sei es direkt an der Quelle durch Modifikation der Verzahnung, oder innerhalb der Struktur durch Vibrationsentkopplung.

Das besondere Augenmerk des TremAc-Projektes lag auf den Wirkmechanismen von niederfrequenten Schallemissionen. Zwei Fallstudien (Zahnflankenmodifikation und Einsatz von Hydrolagern) wurden daher durchgeführt, um zu prüfen, ob die für höherfrequente Phänomene etablierten Analyseverfahren und Optimierungsmaßnahmen auch im niederfrequenten Bereich anwendbar sind.

Es zeigt sich zunächst sowohl anhand der Messdaten als auch durch Simulationen, dass der Antriebsstrang von Windturbinen zu niederfrequenten tonalen Anteilen im Schallspektrum beitragen kann. In wieweit die dabei resultierenden Schallpegel sich vom maskierenden aerodynamischen Geräusch abheben, hängt stark von der tatsächlichen Anlagenkonfiguration ab. Sollte allerdings in Zukunft die zertifizierungsrelevante Analyseverfahren angepasst werden (z.B. G-Bewertung), könnten niederfrequente Schallemissionen allgemein eine größere Bedeutung zukommen. Entsprechend wird erwartet, dass die simulativen Arbeiten in diesem Projekt wegweisend sein können für zukünftige technologische Entwicklungen.

Herauszustellen ist dabei der wesentliche Wirkmechanismus für niederfrequente Tonalitäten. In beiden Optimierungsansätzen zeigte sich eine Reduktion der Anregungskräfte an der Getriebelagerung. Bei der Betrachtung der Schallabstrahlung stellte sich aber heraus, dass die vom Getriebe ausgehende Anregungsreduktion weniger effektiv war als die Modifikation des Transferpfades. Durch den Einsatz der Hydrolager, die im Prinzip eine optimal formulierte, nichtlineare Übertragungsfunktion zwischen Getriebe und Tragstruktur darstellen, wurde das gesamt-dynamische Verhalten der Anlage verändert. Die gezielt erhöhte modale Dämpfung ist dabei maßgeblich für die reduzierten Schallpegel an der Zielfrequenz.

Die gezielte Beeinflussung von Transferpfaden, z.B. durch den Einsatz hydrodynamischer Lager, stellt ein vielversprechendes Verfahren für Windenergieanlagen dar. Gleichwohl sind weitere Arbeiten notwendig, um vom vollbrachten Konzeptnachweis hin zu einer Industriereife zu gelangen. Hierfür werden in Zukunft industrielle Partnerschaften angestrebt.

Die vorgestellten Studien beruhen auf generischen Modellen, weswegen die direkte Validierung gegenüber Messdaten nicht möglich ist. Eine umfassende vibro- und aeroakustische Validierung der Simulationen sollte daher nach Möglichkeit in anschließenden Projektvorhaben zusätzlich berücksichtigt sein.

7 VERÖFFENTLICHUNGEN

- MesH Engineering GmbH, A Semi-Analytical Approach for the Reduction of Low-Frequency Tonalities, Wind Energy Science Conference 2019 in Cork, Irland.
- MesH Engineering GmbH, Low-Frequency Vibro-Acoustic Analysis of a Wind Turbine Considering the Tonality, CADFEM ANSYS Simulation Conference 2019, Kassel, Germany.
- MesH Engineering GmbH, Universität Stuttgart, Anregungsoptimierung der Zahnradstufen von Windenergieanlagen mittels Flankenmodifikation, Masterarbeit, 01. Sep. 2017 bis 31. März 2018.

8 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Kucher, D.; Hauptmann, S. (2014): Interaktion zwischen der Rotor aerodynamik und der Triebstrangdynamik an großen Windenergieanlagen, NAFEMS DACH Konferenz, Bamberg
- [2] Sedlacek, K.; Dronka, S.; Rauh, J. (2011): Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, No. 5, 741–759
- [3] Prof. H. W. Beil, Grundlagen der Maschinenakustik, Fachhochschule Kaiserslautern, 2012
- [4] IEC 61400-11 Ed. 3: Wind turbines – Part 11: Acoustic noise measurement techniques, 2012
- [5] Thomas Myck, Geräusch-Immissionen durch Windenergieanlagen, Fortbildungsveranstaltung für den öffentlichen Gesundheitsdienst, Umwelt Bundesamt, 2014
- [6] Dassault Systemes Simulia Corp., Simpack Documentation
- [7] Hauptmann, S. et al (2008): Advanced drive train modeling in a virtual wind turbine using the multibody simulation code SIMPACK, EWEC, Mailand, Italien