

2. VDI-Fachtagung Schwingungen 2019

Würzburg, 05. und 06. November 2019

Bildquelle: © DMT, Technische Universität Dresden

VDI-BERICHTE
Herausgeber:
VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie;
detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.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 www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2019

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 Manuscriptdruck.

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 978-3-18-092366-6

Inhalt

Vorwort	1
W. M. Beitelshmidt, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik, Fakultät Maschinenwesen, Technische Universität Dresden	
H.-W. Keßler, Geschäftsführer, Schaeffler Monitoring Services GmbH, Herzogenrath	
C. Schedlinski, Geschäftsführer, ICS Engineering GmbH, Dreieich	

► Plenarvorträge

Herausforderungen an die Optimierung der Klangqualität der Petersglocke des Kölner Doms und konstruktive Umsetzung	3
M. Klöcker, A. Büter, H. Hallmann, M. Kader, J. Luderich, Technische Hochschule Köln;	
T. Schumacher, Dombauhütte Köln	
Schwingungsdiagnostik an Turbomaschinen – ausgewählte Fallbeispiele – Anstreifen von Wellen und Wellenrisse	21
T. Gellermann, Allianz Zentrum für Technik, Allianz Risk Consulting GmbH, München	

► Berechnung: Modellbildung, Simulationsmethoden, Validierung

Von der Bedeutung einfacher Modelle beim Verstehen und Lösen großer nichtlinearer Schwingungsprobleme	35
F. Wegmann, Hochschule Aalen	
Modellkorrelation in Vibroakustik und Rotordynamik	45
G. Mikota, Johannes Kepler Universität Linz, Österreich	
Bewertung der Auswirkungen von Strukturmodifikationen und Modellvereinfachungen unter Einsatz der FEA-FEA Korrelation auf das Modalverhalten einer Triebwerksgehäusestruktur	55
A. Hardenberg, A. Kühhorn, Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen, Brandenburgische Technische Universität Cottbus;	
M. Fanter, Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, Blankenfelde-Mahlow	
Mehrkörpersimulations-Modell einer Offset-Druckmaschine als Digitaler Zwilling zur Berechnung von Druckqualitäts-Kennwerten	65
N. Norrick, S. Mutschall, Heidelberger Druckmaschinen AG, Wiesloch	
Experimentelle Untersuchungen und Drehschwingungsrechnungen von Elastomerkupplungen	77
D. Hochlenert, M. Schuchardt, MTU Friedrichshafen GmbH / Rolls-Royce Power Systems, Friedrichshafen	

Modellbildung und Modellierung selbsterregter Gesamtfahrzeugschwingungen 87
D. Engel, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg

**Biegeschwingungen in dünnwandigen Strukturen durch Partikelkontakte –
Untersuchungen des Anregungsmechanismus und die Modellierung der selbsterregten
Schwingung 105**

T. Falke, M. Kröger, Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung,
Technische Universität Bergakademie Freiberg;

K. Krüger, T. Mütze, Institut für Mechanische Verfahrenstechnik und Aufbereitung,
Technische Universität Bergakademie Freiberg

Analyse des dynamischen Verhaltens zweier gekoppelter Druckregelventile 119
S. Schröders, A. Fidlin, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

► **Schwingungsmessungen: Messtechnik, Auswerteverfahren**

**Schwingungen videobasiert messen und analysieren – dargestellt an
Rohrleitungssystemen 131**
A. Chavez, E Becker, PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH, Ismaning

Praktische Schwingungsanalysen mittels Spektren höherer Ordnung 137
A. Trapp, P. Wolfsteiner, Fakultät für Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik,
Hochschule München

Alternative Darstellung von FRFs und Anwendung in der Rotordynamik 153
H. Ecker, Technische Universität Wien, Österreich

► **Systemidentifikation, Parameteridentifikation**

FE Model Updating – Latest Possibilities and Challenges 163
D. J. Alarcón, P. Blaschke, Technische Hochschule Wildau

**Optimierung von Simulation durch inverse Parameteridentifikation mit Hilfe von
Digitaler Bildkorrelation (DIC) und Schwingungsanalyse 179**
G. Sanow, T. Möller, D. Maraite, GOM GmbH, Braunschweig

► Condition Monitoring

Getriebediagnose 4.0 – Herausforderungen bei der Nutzung künstlicher Intelligenz im schwingungsbasierten Condition Monitoring	189
J. Deckers, B. Back, Flender GmbH, Voerde	
Condition Monitoring von Antrieben, Rädern und Fahrwegen	201
B. Bauer, SKF GmbH, Schweinfurt;	
J. Goldenbohm, SKF Lubrication Systems Germany GmbH, Walldorf	
Schadensmerkmale an gleitgelagerten Kraft- und Antriebsmaschinen.	211
C. Bueren, J. Pfeiffer, Fachgruppe Analyse/Diagnose, Siempelkamp NIS	
Ingenieurgesellschaft mbH, Standort Essen	

► Berechnung: Modellbildung, Simulationsmethoden, Validierung

Simulation von Schwerhörigkeit und deren Auswirkungen auf Distorsionsprodukt-otoakustische Emissionen in einem hydrodynamischen Innenohrmodell	219
D. Zelle, E. Dalhoff, A. W. Gummer, Universitätsklinik für Hals-, Nasen- und Ohrenheilkunde, Tübingen;	
M. Beitelschmidt, Institut für Festkörpermechanik, Technische Universität Dresden	
Experimentell-analytische Substrukturkopplung zur Ankopplung von Werkstücken	229
C. Brecher, P. Chavan, M. Fey, Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen University, Aachen	
Virtuelle Experimente mit datenbasierten Modellen – Echtzeitfähige Ersatzmodelle zum Einsatz in Experimenten und zur Beschleunigung von Zuverlässigkeitssanalysen	241
V. Bayer, Dynardo GmbH, Weimar;	
J. Horwege, Airbus GmbH, Bremen	

► Gestaltung und Auslegung/Betriebsfestigkeit

- Verbesserung der Schwingungseigenschaften durch die Nutzung biologisch inspirierter Strukturen** 251
S. Andresen, Alfred-Wegener-Institut, Helmholtz-Zentrum für Polar- und Meeresforschung, Bremerhaven

- Beeinflussung von Antriebsstrangschwingungen zur Lebensdauerverlängerung von Zahnradgetrieben** 261
Y. Gretzinger, J.-L. Nosch, B. Bertsche, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart

- Strukturelle Gestaltung von Gehäusen von Transnorm-Elektromotoren – Sicherstellung der schwingungstechnischen Anforderungen** 271
C. Klotz, A. Gündel, H. Hopf, VEM Sachsenwerk GmbH, Dresden

► Schwingungsminderung: Dämpfung, Tilgung, Isolierung, aktive und passive Systeme

- Analyse trockener Reibungselemente in Tilgerkonfigurationen.** 285
J. Aramendiz, A. Fidlin, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

- Reduktion von Störeinflüssen auf einen Prüfstand für optische Systeme** 295
C. Schedlinski, ICS Engineering GmbH, Dreieich;
C. Marzok, U. Wiesendahl, Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen

- Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems** 307
A. Bischofberger, S. Ott, A. Albers, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

- Anwendung und Entwicklung eines Doppelunwuchttrotors zur aktiven Schwingungs-dämpfung von der Eeklo Fußgängerbrücke** 321
R. Terrill, A. Seils, Institut für Baustatik, Technische Universität Hamburg;
R. Bäumer, Development Engineer, Carl Zeiss Meditec AG, Oberkochen

- Reducing torsional vibrations of drivetrains using impulsive torques mimicking periodic elastic impacts** 333
T. Pumhössel, Johannes Kepler University Linz, Austria

► Condition Monitoring

Methode zur Erkennung des Einflusses von äußereren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerrzustandsüberwachung	343
M. Bauer, M. Hoffmann, M. Kley, Institut für Antriebstechnik, Hochschule Aalen	
Untersuchung der Detektierbarkeit von realen Spindellagerschäden mit Methoden nach VDI 3832 aus Feldrückläufern	355
C. Brecher, S. Neus, D. Christoffers, H.-M. Eckel, Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen University, Aachen	
Stand und Tendenzen der Normung zum Thema Schwingungsüberwachung	367
J. Kolerus, Technische Universität Wien, Österreich;	
E. Becker, PRÜFTECHNIK Condition Monitoring, Ismaning	

► Vibroakustik

Geräuschverhalten von Fahrwerksdämpfern: Korrelation zwischen subjektiver akustischer Wahrnehmung, Gesamtfahrzeug- und Prüfstandmessungen	381
A. Genzo, F.-J. Ertelt, Volkswagen AG, Wolfsburg	
Messung hochfrequenter In-Plane-Schwingungen mittels Laservibrometrie in räumlich eingeschränkten Umgebungen	393
O. Hagedorn, D. Pielsticker, T. Hemsel, W. Sextro, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Universität Paderborn	
Anwendung der elastischen Mehrkörpersimulation zur Berechnung von Körperschallgrößen in elektrischen Triebfahrzeugen	403
S. Noack, J. Woller, M. Beitelshmidt, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik, Technische Universität Dresden	

In Gedenken an

Prof. Dr. Ing. habil. Hans Dresig

Maschinendynamik/Schwingungslehre
Technische Universität Chemnitz

ord. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. Lothar Gaul

Institut für Nichtlineare Mechanik
Universität Stuttgart

Dipl.-Ing. Wolfgang Schlaack

Technische Entwicklung, Fahrzeugakustik
Volkswagen AG, Wolfsburg

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

in allen technischen Systemen, in denen Antriebe wirken oder Bewegungsenergie umgesetzt wird, sind strukturelle und akustische Schwingungen eine immer gegenwärtige Erscheinung. Die Schwingungen können dabei mitunter erwünscht sein, häufig sollen sie jedoch vermindert oder vermieden werden, um den Komfort, die Haltbarkeit oder die Betriebssicherheit zu steigern.

Die Behandlung von Schwingungen beginnt im Konstruktions- und Entwicklungsprozess. Mit geeigneter Modellbildung und modernen Berechnungsverfahren können die Entstehung, die Ausbreitung und die Wirkung von Schwingungen vorhergesagt und beeinflusst werden. Ist das technische System realisiert, können Schwingungen gemessen werden. Die Auswertung der Messungen mit modernen Identifikations- und Bewertungsverfahren kann zunächst der Überprüfung und Verbesserung der theoretischen Modellbildung dienen. Des Weiteren können Maßnahmen zur Schwingungsbeeinflussung und -minderung angestoßen oder die Ergebnisse zur Überwachung sowie Identifikation des Zustands und der Prädiktion des Verhaltens einzelner Bauteile und/oder ganzer Systeme genutzt werden.

Schwingungstechnik ist ein übergreifendes Thema, das in vielen verschiedenen Branchen präsent ist. Lösungen zu Modellbildung und -validierung, Berechnung, Messung, Bewertung, Beeinflussung und Prognose können über die Grenzen von einzelnen Fachdisziplinen hinweg angewendet werden.

Auf allen genannten Gebieten findet sowohl in der Forschung als auch in der industriellen Praxis eine kontinuierliche Weiterentwicklung statt. Die VDI-Tagung Schwingungen bringt Experten aus Industrie und Forschung zusammen, um sich über neue Verfahren und Erkenntnisse zu informieren und Erfahrungen auszutauschen.

Wir freuen uns, Sie auf der Tagung in Würzburg vom 5. - 6. November 2019 begrüßen zu dürfen.

Im Namen des Programmausschusses

Prof. Dr.-Ing. Wolf Michael Beiteischmidt

Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik,
Fakultät Maschinenwesen, Technische Universität Dresden

Dr.-Ing. Hans-Willi Keßler

Geschäftsführer
Schaeffler Monitoring Services GmbH, Herzogenrath

Dr.-Ing. Carsten Schedlinski

Geschäftsführer
ICS Engineering GmbH, Dreieich

Fachlicher Träger

VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung

Fachbereich Schwingungstechnik

Der Fachbereich Schwingungstechnik befasst sich unter anderem mit der Messung von Schwingungen und der Bewertung der Ergebnisse. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.

www.vdi.de/schwingungstechnik

Herausforderungen an die Optimierung der Klangqualität der Petersglocke des Kölner Doms und konstruktive Umsetzung

Prof. Dr.-Ing. **M. Klöcker**, B. Eng. **A. Büter**, Prof. Dr.-Ing. **H. Hallmann**,
B. Eng. **M. Kader**, Prof. Dr.-Ing. **J. Luderich**,
Technische Hochschule Köln;
Dr.-Ing. **T. Schumacher**, Dombauhütte Köln

Kurzfassung

Die Petersglocke des Kölner Doms mit einem Gesamtgewicht von 24 t war bis vor wenigen Jahren die größte frei schwingende Glocke der Welt. Fragestellungen, die bei kleinen Glocken durch empirisches Wissen und Probeläuten relativ leicht gelöst werden, stellen bei einer Großglocke wie der Petersglocke eine besondere Herausforderung dar. Die Probleme mit der Vorgängerin, der Kaiserglocke des Kölner Doms, deren Klöppel relativ zur Glocke in Ruhe blieb und deshalb die „Stumme von Köln“ genannt wurde, führten zu der ersten systematischen schwingungstechnischen Betrachtung. Der Mathematiker Veltmann zeigte 1874 die wesentlichen für die Funktion des Klöppelschlags maßgebenden Parameter auf. Obwohl die Petersglocke hinsichtlich ihres Klangs eine musikalische und technische Meisterleistung ist, konnte seit der Inbetriebnahme in 1924 auch mit verschiedenen konstruktiven Änderungen kein gleichmäßiger und regelmäßiger Klöppelschlag erreicht werden. Der Bruch des Klöppelschaf-tes in 2011 gab Anlass, den Klöppel durch einen leichteren zu ersetzen, um die Klangentfaltung zu verbessern und die Glocke im Hinblick auf die Lebensdauer zu schonen. Simulationen und messtechnische Untersuchungen des Gesamtsystems Glocke-Klöppel zeigten, dass unter der Bedingung, keine Änderungen an der Glocke und am Klöppel vorzunehmen, zur Optimierung der Klangqualität die Klöppelaufhängung konstruktiv neu zu gestalten war.

Als zentrale Lösung wurde eine neuartige Klöppelaufhängung, die in der horizontalen Ebene und in der Senkrechten justierbar ist, entwickelt. Hierzu wurden zunächst alle schwingungs-technischen Parameter des Systems Glocke-Klöppel wie auch die für die Neukonstruktion der Klöppelaufhängung relevanten Anschlussdaten aus umfangreichen CAD-Daten, die aus ei- nem 3D-Scan extrahiert wurden, gewonnen. Nichtlineare Analysen mit MATLAB, einem MKS-Programm und einem FEM-Programm ergänzten die experimentellen Untersuchungen. Für den Klöppelschlag relevante Achslagen wurden mit Lasern vermessen. Zur Untersuchung der Klöppelbewegung relativ zur Glocke wurde eine entsprechende Messanordnung entwickelt.

So konnten auch Berechnungen von Beanspruchungen, die messtechnisch nicht erfassbar waren, und Festigkeitsnachweise durchgeführt werden. Der Abgleich der mit verschiedenen Methoden aufgenommenen Daten diente zur Verifikation der Einstellungen für die Klöppeljustierung. Die Verstelleinrichtung wurde derart gestaltet, dass die aufgrund des Datenabgleichs erforderliche Feinjustierung noch nach dem Wiedereinbau des leichteren Klöppels aus 2011 zügig möglich wurde. Die Einflüsse auf das erzielte gewünschte Klangbild wurden mit Messungen der kinematischen Daten des Klöppelschlags bestätigt.

1 Einleitung

Glocken sind Kulturgüter mit einer Tradition von mehreren tausend Jahren. In religiösen wie auch profanen Bereichen finden sie vielfältigste Anwendungen, von der akustischen Signalgebung bis hin zur musikalischen Entfaltung. In Europa begann die musikalische Entwicklung schwingender Glocken mit Klöppeln im 8. Jahrhundert. Durch empirische Variation der Glockenform gelang es den Glockengießern, die noch nicht bekannten Schwingungsformen so zu gestalten, dass die ersten fünf akustisch wahrnehmbaren Eigenfrequenzen, Prinzipaltöne genannt, in der Stufung der Tonleiter wiederzufinden sind. Ab dem 12. Jahrhundert kam die Glockenform mit gotischer Rippe zu einer hohen künstlerischen Entwicklungsstufe. Im 15. Jahrhundert wurden nahezu zeitgleich mehrere Glocken mit gotischer Rippe gegossen, die diesem Klangideal entsprachen. Dazu zählen die noch heute in Betrieb befindlichen Glocken Pretiosa und Speciosa des Kölner Doms und die Gloriosa des Erfurter Doms. Als der Guss der St. Petersglocke des Kölner Doms nach dem Ende des Ersten Weltkriegs ausgeschrieben wurde, war entsprechend dieses Klangideals die Forderung gestellt, dass der Schlagton (Prime) ein „c“ und der Nebenschlagton ein „e“ sei, um das vorhandene Geläut musikalisch wirkungsvoll abzurunden. Dieser außergewöhnlichen Herausforderung stellte sich einzig der Glockengießermeister Heinrich Ulrich aus Apolda/Thüringen. Auf den Grundlagen einer im 19 Jahrhundert durchgeführten Vermessung der Erfurter Gloriosa mit der Prime „e“ legte er mit einem Scale-Up und seinen umfangreichen Erfahrungen die erforderlichen Abmessungen und die der gotischen Rippe entlehnte Drei-Klang-Rippenform der Petersglocke fest [1,2] (Bild 1). Heinrich Ulrich lag dabei ohne die Verfügbarkeit numerischer Simulationen richtig; das Klangbild entsprach genau der Vorgabe. Seine musikalische und technische Meisterleistung gehört nach wie vor zu den größten freischwingenden Glocken der Welt. Schlussfolgernd aus den Erfahrungen mit der Vorgängerin, der in 1873 gegossenen Kaiserglocke, welche man „Die Stumme von Köln“ [3] nannte und deren Klöppel erst nach jahrelangem Experimentieren zum Anschlagen gebracht wurde, konnte bei der Petersglocke aufgrund der zwischenzeitlich gewachsenen

Kenntnis über das dynamische Verhalten von Doppelpendeln die grundlegende Funktion des Klöppelschlags sichergestellt werden.

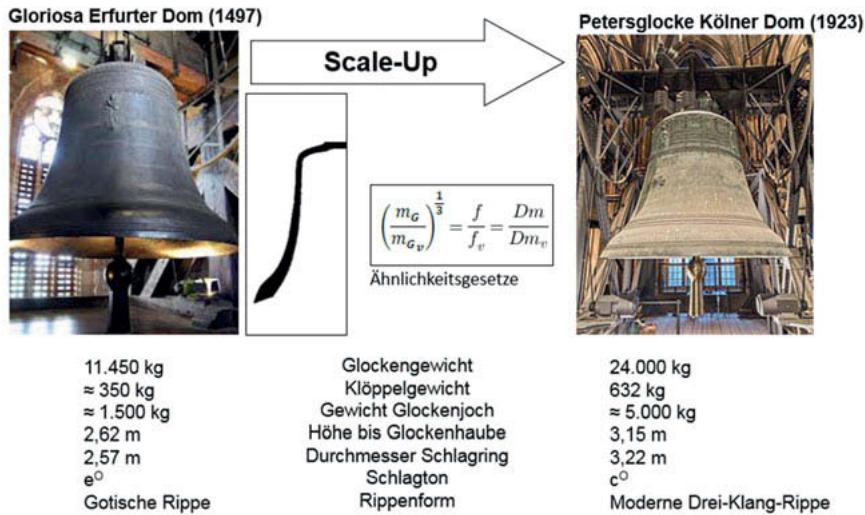


Bild 1: Von der Erfurter Glorisa (1497) zur Kölner Petersglocke (1923)

Mit dem Problem des Nichtanschlags des Klöppels der Kaiserglocke beschäftigte sich der Mathematiklehrer W. Veltmann bei der Inbetriebnahme in 1874 [4]. Mit den schwingungstechnischen Grundlagen des Doppelpendels wies er erstmals nach, dass für einen Klöppelanschlag der Drehpunktabstand von Glocke und Klöppel bei gegebenen Massenverteilungen entscheidend ist. Den theoretischen Überlegungen Veltmanns wurde von den Fachleuten kein Vertrauen geschenkt. Noch in 1884 stellte Heinrich Otte [5] in seiner „Glockenkunde“ fest: *Unter welchen Bedingungen ein „reguläres“ Läuten zustande kommt, scheint rein theoretisch kaum nachweisbar zu sein, und die Glockengießer, die lediglich ihrer Routine folgen, haben sich um die Theorie des Läutens niemals gekümmert.*

Über den Glockenklang bzw. die Folge der Obertöne hinaus haben die Regelmäßigkeit, Gleichmäßigkeit und Stärke des Klöppelschlags wesentliche Bedeutung für die Klangqualität. Ungleiche Klöppelschläge und gar Aussetzer verschlechtern die Klangqualität, auch wenn der Klangaufbau gut gelungen ist. Zusätzlich beeinflusst ungleichmäßiges und nicht regelmäßiges Klöppelschlagen ganz wesentlich die dynamische Beanspruchung der Glockenteile und deren Lebensdauer. Seit der Inbetriebnahme der Petersglocke in 1924 wurden diesbezüglich Defizite empfunden, die zudem die Begründung für einen in 1952 entdeckten Mantelriss lieferten,

auch wenn kein unmittelbarer Zusammenhang festgestellt werden konnte. Als Reaktion auf die vermutete Materialermüdung erhielt die Petersglocke außer einem kleineren Klöppel ein neues Joch sowie zwei neue Läutemaschinen. Die Klöppelaufhängung, insbesondere die Lagerung des Klöppels, wurde optimiert und verstärkt. Als bekannte Maßnahme zur Schonung wurde die Glocke um ca. 40° gedreht. Im Jahr 1956 wurde die Petersglocke aufgrund klanglicher Einbußen erfolgreich einer zweiten Rissreparatur unterzogen.

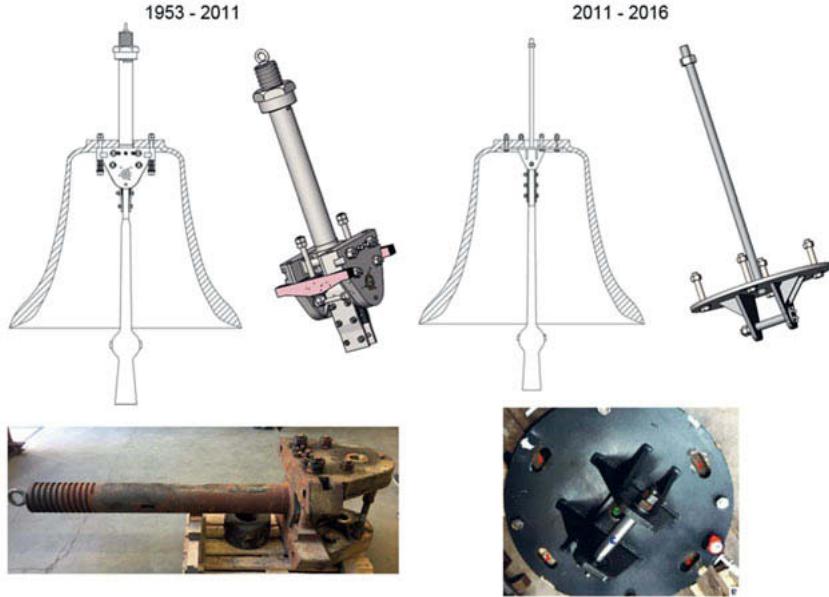


Bild 2: Klöppelaufhängungen aus den Betriebszeiten 1953 – 2011 und 2011 – 2016

In 2011 brach der Klöppel aufgrund von nachgewiesenen Montagefehlern. Dieser Schaden war Anlass, mit einer modifizierten Klöppelgestaltung die Regelmäßigkeit und Gleichmäßigkeit zu verbessern und vor allem die Schlagstärke zu reduzieren. Die nun von 860 kg auf 635 kg reduzierte Klöppelmasse erforderte eine neue Abstimmung des Drehpunktabstands und eine Modifikation der Klöppelaufhängung. Bild 2 zeigt die neugestaltete Klöppelaufhängung, die von 2011 bis 2016 verwendet wurde. Schon bald zeigten Messungen zur Ermittlung der Klöppelschlagkräfte und Festigkeitsrechnungen, dass nur durch eine weitere, grundlegende Neukonstruktion der Klöppelaufhängung das Potenzial der Glocke vollständig zur Geltung ge-

bracht werden kann. Zur Verbesserung des Läuteverhaltens und aus Gründen der Betriebssicherheit wurde daher die seit 2011 eingesetzte Aufhängung verworfen und von der Dombauhütte der Hohen Domkirche zu Köln der Auftrag zur Neukonstruktion an ein Team der Technischen Hochschule Köln vergeben.

2 Schwingungstechnischer Exkurs

Auf den ersten Blick sind frei schwingende Kirchenglocken fußpunkterregte Zweimassenpendel (Bild 3). Der Klöppel ist innerhalb der Glocke an der Klöppelachse aufgehängt und wird durch Wegkopplung zum Pendeln gebracht.

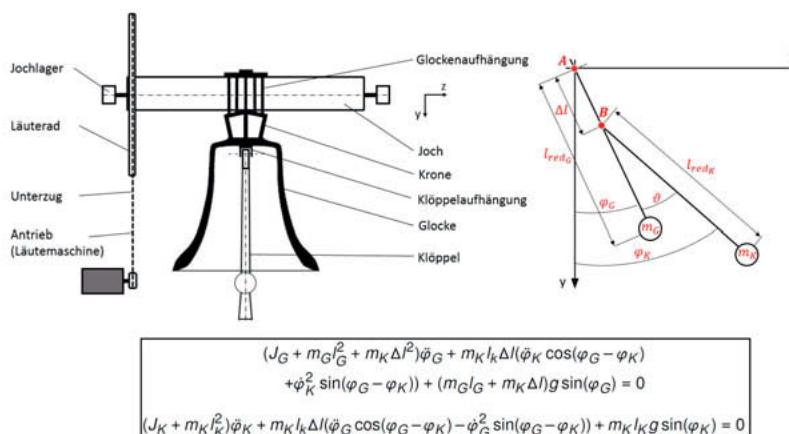


Bild 3: Gesamtaufbau einer Glocke und Ersatzmodell zur Beschreibung der freien Schwingung des Systems Glocke - Klöppel

Das Anschlagen des Klöppels an der Glocke ist nur möglich, wenn das Amplitudenverhältnis von Glocken- und Klöppelwinkel ungleich „1“ ist. Für ein einwandfreies Klöppelschlagen muss das Amplitudenverhältnis größer „2“ sein. Nachdem bis in das 19. Jahrhundert die Abstimmung von Glockenkörper und Klöppel empirisch vorgenommen wurde, führten die Probleme mit der Kaiserglocke zu einer ersten systematischen Betrachtung der wesentlichen für die Systemfunktion maßgebenden Parameter durch den Mathematiker Veltmann [4]. Er zeigte anhand seiner Lösung des gekoppelten Lagrange'schen Differentialgleichungssystems, dass bei gegebenen Massenverhältnissen, gekennzeichnet durch die reduzierten Pendellängen der Glocke und des Klöppels, das Amplitudenverhältnis von dem Drehpunktabstand bestimmt wird.

Nach Müller-Slany kann das Amplitudenverhältnis als Glockenvergleichsziffer GVZ für Ähnlichkeitsbetrachtungen des dynamischen Verhaltens unterschiedlicher Glocken oder bei konstruktiven Änderungen herangezogen werden [6].

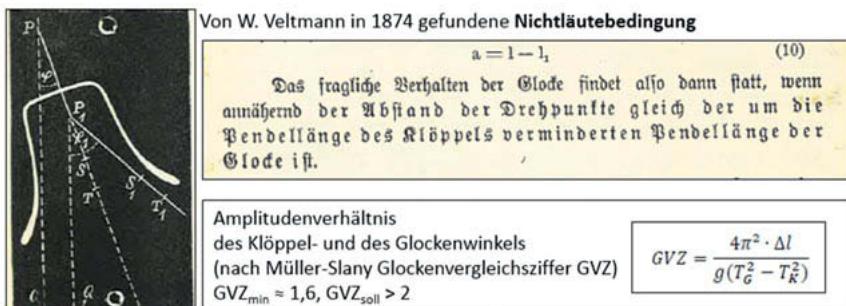


Bild 4: Nichtläutebedingung von W. Veltmann aus dem Jahr 1874 und Amplitudenverhältnis

Für die Kaiserglocke errechnete Veltmann mit dem Drehpunktabstand und den Massen ein Amplitudenverhältnis von nahezu „1“. Er führte damit den Nachweis, dass die Glocke „stumm“ bleiben musste, weil der Drehpunktabstand falsch gewählt war. Nun ist das Glocke-Pendel-System weitaus komplexer als bei der Betrachtung von Veltmann.

- Der Läutewinkel, der i. d. R. 45 bis 75 Grad beträgt, wird an der Läutemaschine so eingestellt, dass ein möglichst gleichmäßiger und regelmäßiger Betrieb mit der gewünschten Schlagintensität erreicht wird. Für die typischen Läutewinkel ist eine Linearisierung nicht zulässig. Die Pendelfrequenzen verringern sich mit zunehmendem Läutewinkel, praktisch in der Größenordnung von 5 bis 12 % der Frequenz bei linearisierter Lösung der Differentialgleichungen. [7]
- Jedes Auftreffen des Klöppels auf der Glocke unterbricht die Pendelschwingung. Der Klöppelschlag wird im Wesentlichen durch die Admittanzen des Klöppels und des Schlagrings sowie durch die Verluste beim Stoß bestimmt (Bild 5) [8, 9]. Die Anflug- und Rückfluggeschwindigkeiten des Klöppels sind verschieden. Somit bedeutet jeder Klöppelstoß eine neue Anfangsbedingung für die darauffolgende freie Schwingung bis zum nächsten Anschlag.
- In den Differentialgleichungen tritt eine Parameterregung auf. Diese wird verursacht dadurch, dass eine oszillierende Komponente des kreisförmig bewegten Klöppeldreh-

punktes in Richtung der Gravitation besteht [10]. Es entstehen im Bereich der Eigenfrequenzen des Glocken-Klöppelsystems vom Läutewinkel abhängige Stabilitätsbereiche, die erfahrungsgemäß, und wie die im Rahmen dieses Projektes durchgeführten Simulationsrechnungen bestätigen, nur schwach ausgeprägt sind.

In der allgemeinen Dimensionierungspraxis wird nach den Regeln von Veltmann vorgegangen. Böcking [11] hat den Einfluss auf einen „guten“ Klöppelschlag genauer untersucht. Bei seinen Simulationsrechnungen berücksichtigt er das Stoßverhalten mit der Stoßziffer ϵ und die Anschlagstärke mit der Geschwindigkeitsdifferenz der Glocke und des Klöppels beim Auftreffen mit der Größe Δv_{ein} . Die von ihm angegebenen Bereiche sind Funktionen der Massenverhältnisse von Glocke und Klöppel, gekennzeichnet durch die reduzierten Pendellängen, wie auch des Drehpunktabstands. Bei der Bemessung nach Böcking ist das Amplitudenverhältnis ausreichend groß. Als Kenngrößen zur Bewertung des „guten“ Glockenschlags wählt er Gleichmäßigkeit und Regelmäßigkeit (Bild 5).

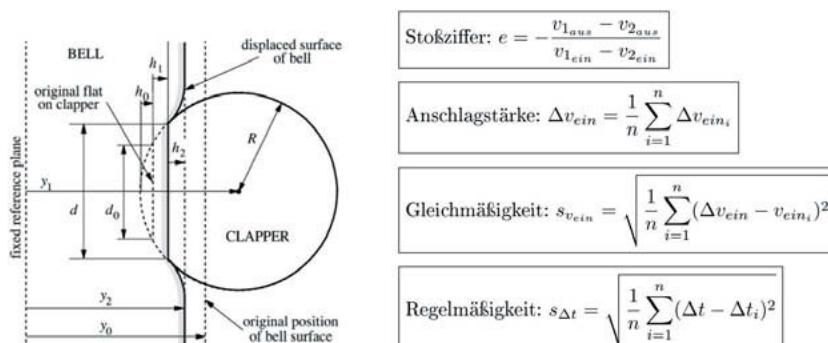


Bild 5: Klöppelstoß nach Fletcher [8] und Kenngrößen des Klöppelschlags [11]

3 Analyse der Petersglocke

Im Rahmen der Neukonstruktion der Klöppelaufhängung galt es zunächst, alle relevanten Haupt- und Anschlussmaße zu ermitteln, um somit ein möglichst reales Abbild bzw. eine möglichst reale Geometrie des Gesamtsystems der Petersglocke zu erhalten.

Die dafür durchgeföhrten konventionellen Messungen befassten sich zunächst mit der nicht symmetrischen Gestaltung des Glockenbodens, welcher im Hinblick auf die Neukonstruktion der Klöppelaufhängung wichtige Anschlussmaße beinhaltet. Zunächst wurden mittels traditioneller Messmittel, wie z.B. einem Gliedermaßstab und einem Lot, die Geometrie der für die

Anschlüsse wichtigen Bohrungen und deren relative Lage zu den Schlagpunkten aufgenommen (Bild 6). Zur Orientierung dienten dabei die Himmelsrichtungen. Die Schwungebene liegt in Ost-West - Richtung.

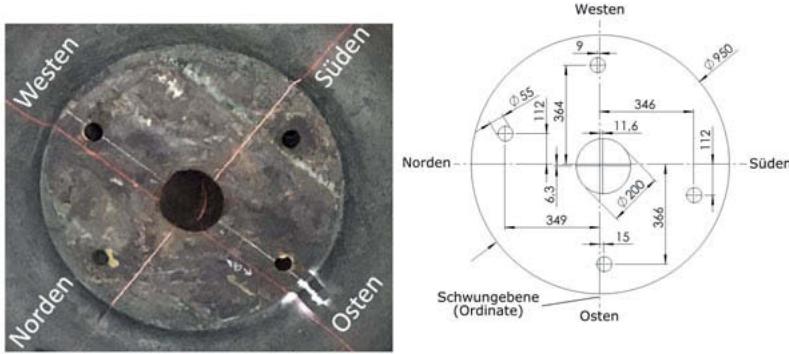


Bild 6: Lage der Bohrungen im Glockenboden der Petersglocke

Wie in dem folgenden Bild 7 gezeigt konnte festgestellt werden, dass die 200 mm große Bohrung für den Durchlass der Klöppelaufhängung (Pos. 1) zu der im Bohrbild (Pos. 2) sowie zum waagerechten Verbinder (Pos. 3) einen Versatz aufweist. Der Verbinder wurde als Messhilfsmittel provisorisch eingebaut. Der Versatz war im Rahmen der Neukonstruktion durch die Verstellbarkeit der Klöppelaufhängung auszugleichen. Gleichzeitig wurde mittels des Verbinders die Lage der Anschlagstellen in Ost und West zueinander überprüft. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Anschlagstellen zueinander einen Höhenversatz von ca. 13 mm aufweisen. Aufgrund der Größe sowie der mit einfachen Mitteln nur unzureichend erfassbaren Freiform der Glocke wurde neben den konventionellen Messungen für die Erstellung der 3D-CAD-Modelle eine lasergestützte Messung mittels eines 3D Laserscanners durchgeführt.

Ergebnis der Laserscanner-Messung ist eine Punktwolke, die viele interessante Details und Zusammenhänge sichtbar werden lässt, sich aber alleine aufgrund der Datenmenge nur schlecht im Rahmen eines Konstruktionsprozesses handhaben lässt. Die CAD Modellierung des Glockenkörpers basiert daher aus Vereinfachungsgründen auf der messtechnisch erfassten Kontur der Glockenrippe, die anschließend rotationssymmetrisch ausgeführt wurde. Das erstellte 3D-CAD Modell stellt daher eine Idealisierung dar, die die erkennbar von der Rotationssymmetrie abweichende Geometrie des realen Glockenkörpers der Petersglocke annähert. Darüber hinaus wurden für die Neukonstruktion der Klöppelaufhängung weniger interessante Anbauteile, sowie die Peripherie des Glockenstuhls nicht modelliert. Die für die

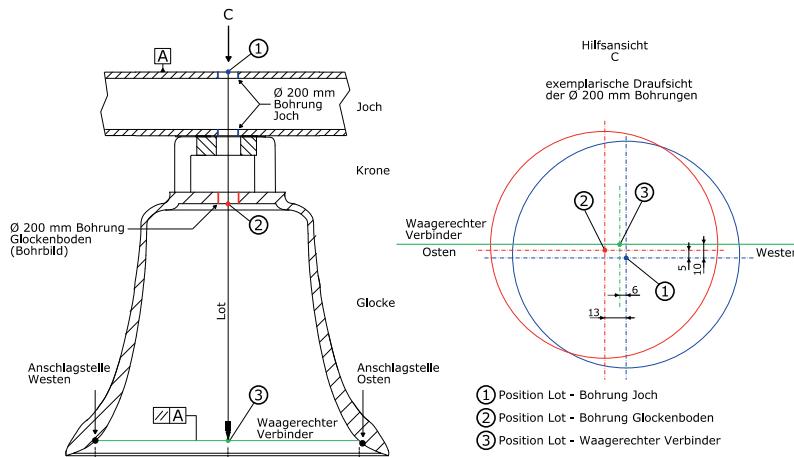


Bild 7: Versatz der 200 mm Bohrungen

Neukonstruktion der Klöppelaufhängung ausschlaggebenden Anschlussmaße konnten durch die zuvor durchgeführten konventionellen Messungen mit dem 3D-CAD Modell abgeglichen bzw. hinzugefügt werden.

In gleicher Weise konnten weitere wichtige Parameter, wie z.B. die genaue Lage des Drehpunkts der Glocke sowie die Ebenheit des Glockenboden, so genau wie erforderlich ermittelt werden. Da das Klangergebnis vom festen Kontakt der Fügestelle zwischen dem Glockenboden und der Druckplatte der Klöppelaufhängung abhängt, wurde die geometrische Oberfläche des Glockenboden aufgenommen. Wie [Bild 8](#) zeigt, weist der Glockenboden viele kraterähnliche Minima und hügelartige Maxima in der Oberfläche auf, da nach dem Guss der Glocke keine nachträgliche Bearbeitung stattfand.

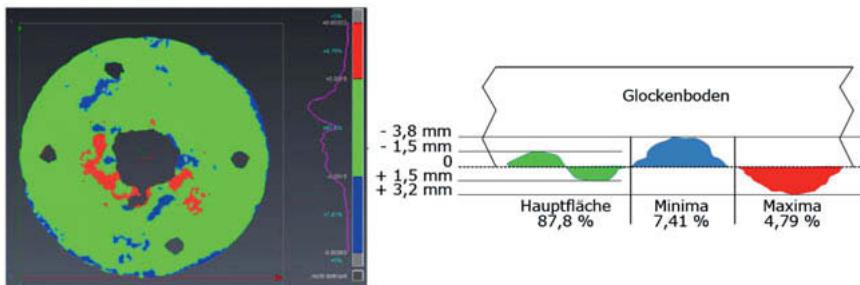


Bild 8: Ebenheit des Glockenbodens der Petersglocke

4 Konstruktive Umsetzung

Im weiteren Verlauf des Projekts wurden die bereits bestehenden Klöppelaufhängungen aus den Betriebsjahren 1953 – 2011 sowie 2011 – 2016 analysiert. Folgende Anforderungen wurden daraufhin an die Neukonstruktion gestellt: Einstellbarkeit in allen translatorischen Freiheitsgraden sowie rotatorisch um die senkrechte Achse; Absturzsicherung der Glocke im Fall eines Kronenbruchs; Verwendung des bestehenden Klöppels. Um die Anforderung bezüglich der Absturzsicherung zu erfüllen, wurde die Jochstange der Neukonstruktion in Anlehnung an die Konstruktion aus dem Jahr 1953 wieder massiv dimensioniert. Der gesamte Aufbau geht aus Bild 9 hervor. Als Material wurde ein legierter Vergütungsstahl für hochbeanspruchte Bau- teile verwendet. Im Verlauf der Entwurfsphase wurde zudem festgelegt, dass die Neukonstruktion bestehend aus der Jochstange, der Druckplatte sowie den Wangen aus einem Schmiedeteil bestehen soll. Ungünstige Fügestellen und Schweißnähte wurden durch die einteilige Ausführung vermieden. Zentrales Element zur Realisierung der Einstellbarkeit der Klöppel- drehachse (Translation und Rotation) in der Glockenbodenebene sind sogenannte Doppelex- zenter. Diese Elemente erlauben je nach Verdrehung des inneren sowie äußeren Exzenter- s die Verschiebung der exzentrischen Achse des inneren Exzenter in jede beliebige Position. Ausgeführt wurden die Doppelexzenter mit einem maximalen Verstellweg von ± 30 mm in jede Richtung und in einer Anordnung von zwei Systemen, so dass neben den translatorischen Verschiebungen auch Drehungen in der Ebene verwirklicht werden können.

Die Einstellung wird dabei über die jeweilige äußere Verzahnung der Exzenter in Kombination mit einem Werkzeug durchgeführt. Die Vorteile von Doppelexzentern, wie Selbsthemmung (insbesondere in der realisierten überbestimmten Anordnung), hohe Belastbarkeit und

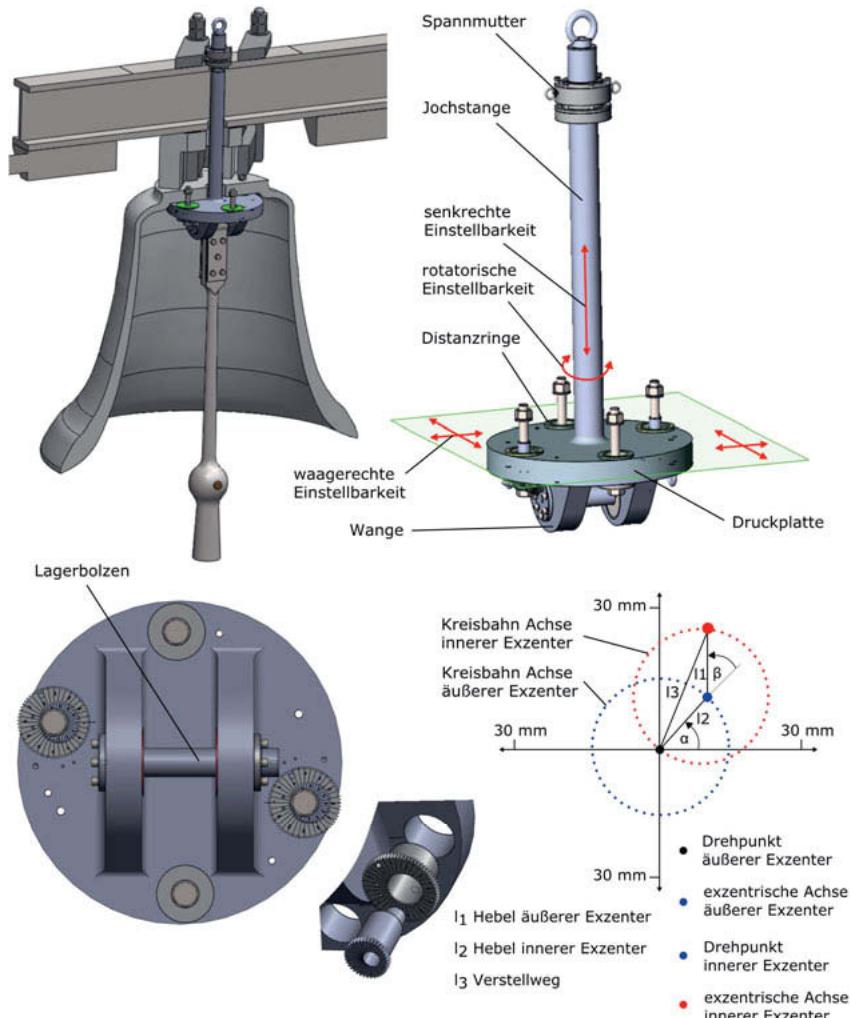


Bild 9: Aufbau der neu konstruierten Klöppelaufhängung

Robustheit, geringer Platzbedarf sowie die Einstellbarkeit von unten gaben den Ausschlag für dieses spezielle Verstell- und Klemmelement.

Der Versatz der 200 mm Bohrungen sowie weitere Asymmetrien des Glockenkörpers können somit weitestgehend ausgeglichen und die Lage der Drehachse kann auch nachträglich gezielt optimiert werden. Die senkrechte Einstellbarkeit kann des Weiteren mittels unterschiedlicher Distanzringstärken variiert werden. Für die kraftschlüssige Verbindung zwischen Glocke und Klöppelaufhängung wird eine Spannmutter verwendet, welche eine hohe Vorspannkraft durch eine torsionsfreie Montage erlaubt. Die Vorspannkraft wird dabei nicht über das Hauptgewinde M130 aufgebracht, sondern über sechs kleine kreisförmig angeordnete Druckbolzen M16. Zusätzlich ist die Druckplatte der Klöppelaufhängung mit vier M42 Schrauben gegen den Glockenboden verschraubt. Vier anpassbare Distanzscheiben lassen den Höhenausgleich zum unregelmäßigen Glockenboden (vgl. Bild 8) zu. Hinsichtlich der Lagerung des Klöppels wurde ein Konzept entwickelt, bei dem sich die Lagerbuchse des Klöppels rotatorisch um den festgesetzten Lagerbolzen bewegt. Aufgrund der hohen auftretenden Stoßkräfte während des Läutebetriebs, wurden für die Lagerung wartungsfreie Faserverbund Gleitlagerbuchsen mit einer besonders hohen Tragfähigkeit verwendet.

5 Simulationsrechnungen

Nichtlineare Simulationsrechnungen wurden mit MATLAB, dem MKS-Programm SOLIDWORKS Motion und dem FEM-Programmsystem ADINA durchgeführt, um das Verständnis von den Wechselwirkungen zwischen Pendelschwingungen und Stoß bei einem System der Größenordnung der Petersglocke zu vertiefen und die Auswirkungen der Verstellbarkeit der Klöppelaufhängung zu untersuchen. Denn, wie der ehemalige Kölner Dombaumeister Professor Wolff feststellte, *wirft das Läuten einer übergroßen Glocke enorme technische Schwierigkeiten auf, um deren Überwindung sich Generationen von Fachleuten bemühten* [12]. Die geometrischen Daten wurden von den mit Hilfe der Laserscans erstellten CAD-Modellen übernommen. Ziel war vor allem die Untersuchung der Auswirkungen der Verschiebungen der Aufhängung auf den Klöppelschlag (Beispiel: Bild 10). Neben der Klärung der grundsätzlichen Frage, wie stark die Änderungen sind, sollten die Simulationsergebnisse bei der Inbetriebnahme dazu dienen, mit wenigen iterativen Schritten zügig geeignete Justierungen zu finden.

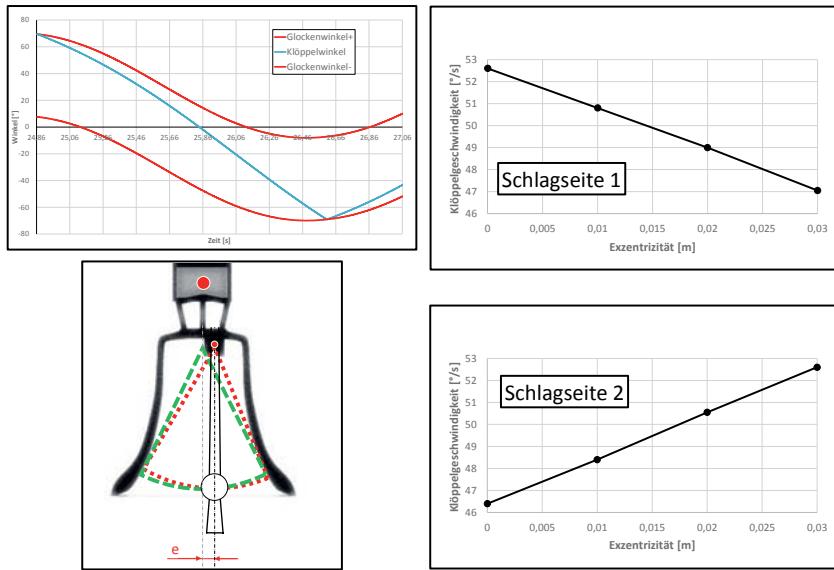


Bild 10: Einfluss der Exzentrizität auf die Klöppelgeschwindigkeit

Zudem wurden die mechanischen Beanspruchungen an relevanten Punkten ermittelt. In Bild 11 ist beispielhaft eine Spannungsuntersuchung am Anschlagpunkt dargestellt, wobei die FEM-Simulation und DMS-Messungen trotz der Schwierigkeit der rechnerischen Berücksichtigung des Klöppelschlags gute Übereinstimmung zeigten. Ebenso wurden für die neu konstruierte einteilige Klöppelaufhängung die Festigkeitsnachweise durchgeführt.

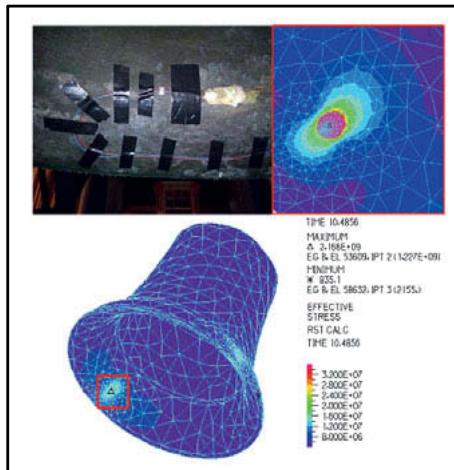


Bild 11: Normalspannungen in der Nähe des Anschlagpunktes

DMS-Messpunkt:

$$\sigma = 22 \text{ MPa}$$

vs.

Dynamische FEM-Simulation:

$$\sigma = 28 \text{ MPa}$$

5 Inbetriebnahme, Messungen und Schlussfolgerungen

Zur objektiven Bewertung der Läuteergebnisse wurden während der Inbetriebnahme der neuen Klöppelaufhängung im Oktober 2018 Messungen durchgeführt. Dabei wurde ein Inkrementalgeber an der Läutemaschine angebracht, so dass über die bekannte Übersetzung von der Antriebswelle zum Läuterad die jeweiligen Winkel des Joches, und somit auch der Glocke; bestimmt werden konnten. Der Relativwinkel des Klöppels zur Glocke wurde ebenfalls mittels eines Inkrementalgebers erfasst, wobei eine Hilfskonstruktion genutzt wurde, um die Klöppelbewegung auf den am feststehenden Lagerbolzen montierten Sensor zu übertragen. Durch die Differentiation wurden aus diesen Winkeln die jeweiligen Geschwindigkeiten der Körper berechnet, die für die Anschlagstärken ausschlaggebend sind. Der Läutevorgang konnte so während der Inbetriebnahme messtechnisch erfasst und bewertet werden.

Die wesentlichen Ergebnisse der ersten Messung sind im Bild 12 oben dargestellt. Die unterschiedlichen Höhen der Balken verdeutlichen die sehr ungleichmäßige Stärke der einzelnen Klöppelschläge. Dabei handelt es sich jedoch nicht um Zufälligkeiten, sondern um systematische Abweichungen, da die durchschnittliche Stärke auf westlicher Seite (untere gestrichelte Linie) wesentlich geringer ist als die durchschnittliche Stärke auf östlicher Seite (obere gestrichelte Linie). Auffällig ist außerdem, dass es zu Aussetzern kam (Zeitabschnitt 76...80 s). Dies wird auch an der in diesem Zeitbereich sehr hohen Zeitdifferenz zwischen dem Stoß und dem

darauffolgenden Stoß deutlich. Da die Standardabweichung dieser Zeitdifferenzen definitionsgemäß der Regelmäßigkeit entspricht und diese somit sehr ungünstig ausfiel, war das Läuteergebnis mit der verwendeten Position der Klöppelaufhängung nicht zufriedenstellend.

Zur Optimierung des Läuteergebnisses wurde die Einstellbarkeit der neuen Klöppelaufhängung genutzt und die Aufhängung relativ zur Glocke um ein anhand der Simulationsrechnungen geschätztes Maß verschoben. Die unter sonst gleichen Bedingungen durchgeführte zweite Messung führte zu den Ergebnissen, welche in Bild 12 unten dargestellt sind. Die Abweichungen der Anschlagsstärken fallen wesentlich geringer aus als im ersten Versuch, was zu einer verbesserten Gleichmäßigkeit führt. Da in diesem Durchgang weder Aussetzer noch größere Differenzen der Zeitabstände zwischen den Stößen vorkamen, wurde durch die Anpassung auch die Regelmäßigkeit der Klöppelschläge erheblich verbessert.

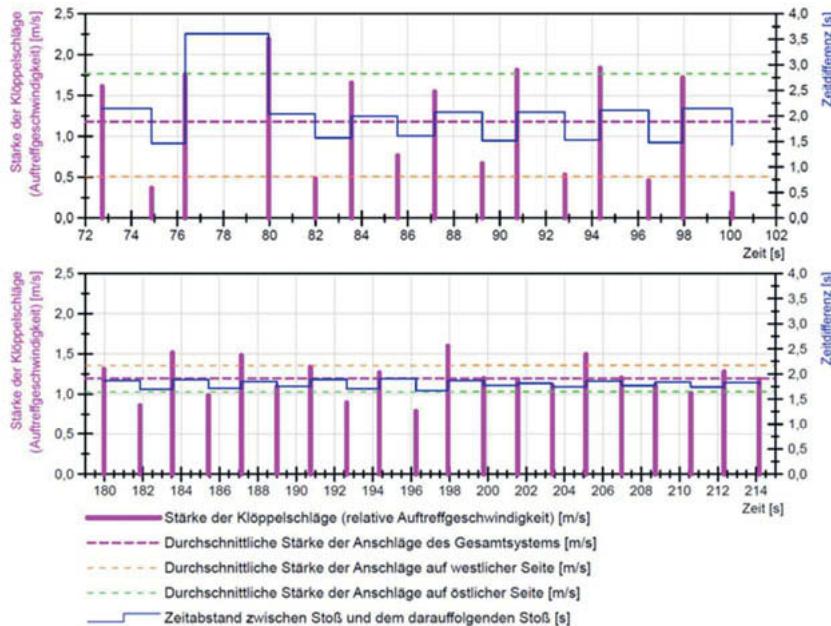


Bild 12: Messergebnisse in der ersten und zweiten Klöppelaufhängungsposition

Bild 13 verdeutlicht die Unterschiede der erzielten Ergebnisse durch die Positionsänderung der Klöppelaufhängung nochmal. Die durchschnittliche Anschlagstärke, also die relative Auf treffgeschwindigkeit des Klöppels auf die Glocke, ist durch die Änderung nur geringfügig beeinflusst worden. Für eine bessere Vergleichbarkeit ist es dennoch sinnvoll, die relativen Werte

für Gleich- und Regelmäßigkeit zu vergleichen. Die relative Gleichmäßigkeit konnte durch die Umstellung von 55,1 % auf 18,4 % gesenkt (und somit verbessert) werden. Die relative Regelmäßigkeit konnte von 27,7 % im ersten Versuch auf 4,0 % verbessert werden und liegt damit nach den Erfahrungen aus anderen Glockenmessungen im günstigen Bereich.

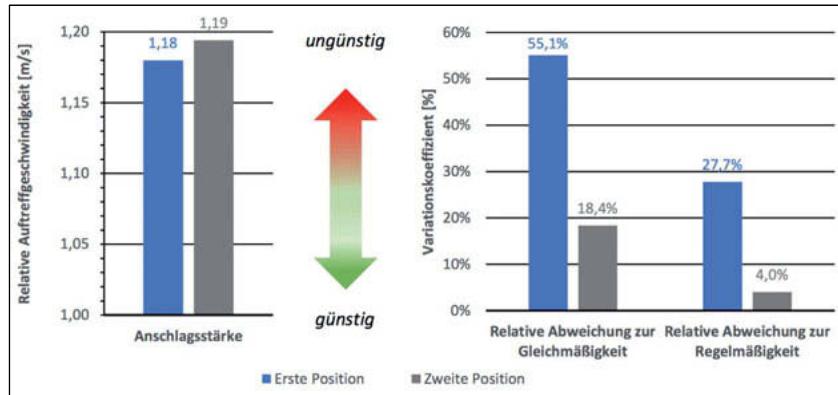


Bild 13: Messtechnische Bewertung des Klöppelschlags vor und nach der Justierung der Klöppelaufhängung

6 Fazit

Die Messergebnisse zeigen den Erfolg des Konzepts, die Klöppelaufhängung variabel einstellen zu können. Das Klöppelschlagverhalten konnte wesentlich verbessert werden. Dies spiegelt sich sowohl in der Klangqualität als auch in der geringeren Beanspruchung aller Komponenten, insbesondere der Glocke selbst, wieder. Zudem wurde der Kenntnisstand über die Wechselwirkung der Schwingungen des Pendelsystems mit dem Klöppelstoß durch Simulationen und Messungen erweitert. Weitere Lösungsansätze zur Optimierung wurden erschlossen.

Danksagung

Die vorgestellten Untersuchungen und die Realisierung der Neukonstruktion wurden in Kooperation der Dombauhütte Köln mit dem Institut für Produktentwicklung und Konstruktions-technik der TH Köln und folgenden Firmen durchgeführt:

- Leica Geosystems AG, Heerbrugg / CH (Durchführung 3D-Scan)
- Dirostahl - Karl Diederichs KG, Remscheid (Lieferant Jochstange)

- Dörken MKS, gemeinsam mit Lisi Automotive BETEO Oberflächentechnik GmbH & Co. KG, Gummersbach (Lieferant Korrosionsschutz)
- HEICO Befestigungstechnik GmbH, Niederense (Lieferant einstellbare Spannmutter)
- Eifeler Glockengießerei C. Mark- Maas, Brockscheid (Durchführung Montage)

Allen Beteiligten, die zu der erfolgreichen Umsetzung des neuartigen Konzepts der Klöppel-aufhängung beigetragen haben, ist für die kooperative und konstruktive Zusammenarbeit herzlich gedankt.

Literaturverzeichnis

- [1] Wernisch, Jörg: Untersuchungen an Kirchenglocken unter besonderer Berücksichtigung des Klangverhaltens, der Konstruktion und der Werkstoffeinflüsse. Dissertation TU Wien, 2004.
- [2] Kaltenbach, Wilhelm: Die ehemalige Kaiserglocke des Kölner Doms. Kölner Domblatt 38/39 (1974), S. 121-146.
- [3] Ders.: Die St. Petersglocke des Kölner Doms. Kölner Domblatt 36/37 (1973), S. 143-164.
- [4] Veltmann, W.: Die Kölner Kaiserglocke. Enthüllungen über die Art und Weise, wie der Kölner Dom zu einer missrateten Glocke gekommen ist. Verlag Hauptmann, Bonn, 1880.
- [5] Otte, Heinrich: Glockenkunde. Leipzig 1884.
- [6] Müller-Slany, Hans H.: Beiträge zur Glockendynamik, in: Festschrift zum 90. Geburtstag von Prof. Dr. Kurt Magnus. TU München-Garching 2002, S. 245 – 254, Überarbeitung 2005.
- [7] Steiner, J.: Das Zusammenspiel von Glocke, Joch und Klöppel. In: Glocken in Geschichte und Gegenwart, Band 2, S. 509 – 527. Badenia Verlag, Karlsruhe 1997.
- [8] Fletcher, N. H.; McGee, W. T.; Tarnopolsky, A. Z.: Bell clapper impact dynamics and the voicing of a carillon. J. Acoust. Soc. Am. 111 (3), p. 1437 - 1444.
- [9] Wellinger, K.; Breckel H.: Kenngrößen und Verschleiß metallischer Werkstoffe. Wear, 13 (1969), S. 257-281.
- [10] Kauderer, Hans: Nichtlineare Mechanik. Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg 1958.
- [11] Böcking: Schwingungsminderung an Glockentürmen unter besonderer Berücksichtigung des Glockenklangs. Dissertation TU Darmstadt, 1997
- [12] Wolff, Arnold: in www.koelner-dom.de/rundgang/domglocken/stpetersglocke/, zuletzt aufgerufen 31.08.2019

Schwingungsdiagnostik an Turbomaschinen – ausgewählte Fallbeispiele

Anstreifen von Wellen und Wellenrisse

Dipl.-Ing. Thomas Gellermann,

Allianz Zentrum für Technik, Allianz Risk Consulting GmbH, München

Kurzfassung

Das Allianz Zentrum für Technik (AZT – Allianz Risk Consulting GmbH) arbeitet seit vielen Jahrzehnten auf dem Gebiet der Schadenuntersuchung und -prävention in Industrie- und Kraftwerksanlagen. Zudem unterstützt es Betreiber und Hersteller bei der Diagnose und Lösung von Schwingungsproblemen und bietet dazu Schwingungsuntersuchungen an. Wichtige Erkenntnisse aus den Untersuchungen versucht das AZT in die Branche zurückzuspeisen, indem es sich z.B. in der Richtlinienarbeit oder in Ausschüssen engagiert. In diesem Beitrag werden zwei ausgewählte Ursachen für Schwingungen von Turbomaschinen, dargestellt - Anstreifen von Wellen und Wellenrisse. Sie sind auch Teil des in naher Zukunft erscheinenden und wesentlich umfangreicheren Richtlinienblattes VDI 3839-3, das Hinweise zur Messung und Interpretation von typischen Schwingungsbildern bei Dampf- und Gasturbinen enthalten wird.

1. Einleitung

Turbomaschinen sind Strömungsmaschinen, die mittels beschaukeltem Rotor mechanische Energie in Strömungsenergie (und umgekehrt) wandeln. Sie umfassen verschiedenste Maschinenarten, wie z.B. Kreiselpumpen, Kompressoren, Gebläse, Windturbinen, hydraulische Turbinen, Dampf-, Gasturbinen etc. Dieser Beitrag zielt auf ausgewählte Schwingungsphänomene von Dampf- und Gasturbinen. Dabei ist es notwendig den vollständigen Turbosatz, also die Turbomaschine mit den gekoppelten Aggregaten, wie Generator und ggf. Getriebe, zu betrachten, da der gesamte Wellenstrang die Rotordynamik bestimmt und Schwingungsprobleme verursachen kann.

Vielfältige Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von verschiedenen Maschinenarten liefert die Richtlinie VDI 3839 mit aktuell 7 verfügbaren Teilen [1]. In naher Zukunft wird das Blatt 3, das typische Schwingungsbilder bei Dampf- und Gasturbinen behandelt, zur Verfügung stehen. In diesem Beitrag werden exemplarisch

Schwingungsbilder durch Anstreifen und Wellenrisse dargestellt, die der Autor in dieses Richtlinienblatt eingebracht hat. Die Darstellung kann hier nur in gekürzter Form erfolgen. Umfangreiche Informationen und insbesondere typische Schwingungsbilder anderer Anregungsursachen werden in der neuen VDI 3839-3 zu finden sein. Zusätzliche ausgewählte Fallbeispiele des Autors werden im Vortrag vorgestellt.

2. Schwingungsbilder beim Anstreifen

Ein Anstreifen der Welle und in dessen Folge eine thermische Rotorverkrümmung ist ein häufig anzutreffendes Schwingungssymptom. Mögliche Ursachen, die zum Anstreifen führen können, sind u.a. eine ungünstige Radialspielverteilung in Dichtungen, Ölkleibildung in und benachbart zu Dichtungspartien, ungleichmäßige Temperaturverteilung im Rotor oder Gehäuseverformungen z.B. durch Dehnungsbehinderungen, einseitige Wärmeabfuhr oder äußere Zwangskräfte. Die im Folgenden beschriebenen Schwingungsbilder beziehen sich als Wirkmechanismus auf ein am Umfang partielles Anstreifen am höchsten Punkt der Welle („High Spot“). Ein Anstreifen von Anbauteilen, wie z.B. von Laufschaufeln im Gehäuse, wirkt sich nicht in dieser Art aus, da es in der Regel nicht zu einer thermischen Verkrümmung der Welle führt.

Durch die Restunwucht des Läufers (Exzentrizität) erfolgt das Anstreifen zunächst in einem lokal begrenzten Winkelbereich der Welle. Die dadurch einseitig eingebrachte Wärme („Hot Spot“) führt zu einer Rotorverkrümmung und zu einer Änderung der drehfrequenten Schwingungen (1n). Diese „thermische Unwucht“ addiert sich zur Urunwucht des Rotors und bewirkt eine Amplituden- und Phasenänderung der resultierenden unwuchterregten Schwingung. Durch Zunahme der thermischen Verkrümmung ändert sich der Phasenwinkel der Resultierenden und der Anstreifbereich beginnt auf der Welle zu wandern. Durch diesen Mechanismus äußert sich ein Anstreifen durch eine zyklische Zu- und Abnahme der Amplituden und Phasenwinkel (Bild 1 und 2). Dies führt zu dem in der Polardarstellung charakteristischen Vektorkreisen („Spiral Vibration“).

Die Phasendrehung beim Anstreifen kann sowohl vorwärts als auch rückwärts in Bezug zur Wellendrehrichtung (Gleichlauf- „Forward“ oder Gegenlaufbewegung/ „Backward Whirl“) gerichtet sein. Welche Bewegungsform sich einstellt, hängt von den Systemparametern sowie von den Anfangsbedingungen und somit von der Ursache des Anstreifens ab (vgl. [2]). Bei großer Reibung im Kontakt (hohe Kontaktkraft oder Reibkoeffizient) führt dies meist zur Ausbildung eines Anstreifens mit rückwärtsgerichteter Phasendrehung. Diese kennzeichnet

in der Regel ein Anstreifen mit größerem Gefahrenpotential. Newkirk hat das Phänomen des Backward Whirls 1926 als erster beschrieben. Es wird daher auch als Newkirk-Effekt bezeichnet. Der Drehsinn der Phasenänderung ist im Wellenorbit, Polardiagramm oder im kompletten Spektrum („Full Spectrum“, Gegenlaufkomponenten sind auf der negativen und Gleichlaufkomponenten auf der positiven Abszissenachse dargestellt) erkennbar.

Bei Gleitlagern können ebenfalls Erscheinungsformen mit Vektorkreisen auftreten, indem die Welle im Winkelbereich der durch die Restunwucht erzeugten größten Auslenkung („High Spot“) eine höhere Temperatur im Lager annimmt. Dies führt ebenfalls zu einer thermischen Unwucht, die durch die Überlagerung mit der Restunwucht zu einem Phasendrehen der Unwuchtschwingung führen kann. Dieses Phänomen des auf dem Lagerzapfen entstehenden Hotspots wird Morton-Effekt genannt. Der Lagerzapfen weist in der Regel keine Anstreifspuren auf, da der Schmierfilm nicht überbrückt wird. Es tritt überwiegend bei Turbomaschinen mit hoch belasteten Lagern oder Rotoren mit fliegend angeordneten Komponenten (Überhangläufer) auf. Abhilfe kann eine verbesserte Auswuchtung und falls das Phänomen kupplungsseitig auftritt, eine Verbesserung der Ausrichtung darstellen.

Fallbeispiel von einem Großturbosatz

A) Kontinuierliches Anstreifen mit am Umfang des Rotors wandernde Streifstelle

Der hier exemplarisch dargestellte Anstreifvorgang (Bild 1 und 2) trat während der allmählichen Leistungsabsenkung vor dem Abfahren im Bereich der Niederdruck- (ND) Teilturbine auf. Der Auslöser für den Anstreifvorgang war möglicherweise die mit der Leistungsabsenkung verbundene Änderung der Temperaturverhältnisse in der Turbine, bei der sich Dichtungsspiele einseitig, z.B. durch eine thermische Gehäuseverformung, verringern können. Einen spürbaren Beitrag kann auch die zu Beginn des Anstreifens aufgetretene Vakuumänderung geleistet haben. Sie verursacht eine vakuumabhängige Verformung des Kondensatorgehäuses. Die dadurch auf das Innengehäuse wirkenden Kräfte beeinflussen die Spielverteilung in den Stufen- und Wellendichtungen der ND-Turbinen.

Aufgrund der Intensität der Amplitudenänderungen konnte der wahrscheinliche Anstreifort der ND2-Teilturbine zugeordnet werden. Die in diesem Bereich vor und während der Amplitudenänderungen konstante radiale Wellenlage („GAP“) ließen darauf schließen, dass sich ein nicht-rotierendes Bauteil, wie ein Ölabstreifring im Lager oder Dichtstreifen der

Wellen- bzw. Stufenabdichtung, der Welle angenähert hat und es sich nicht um eine Verkippen des Lagergehäuses handelte.

Das Anstreifen erfolgte mit einer Unterbrechung über einen Zeitraum von etwa 8 Tagen. Die Dauer eines Zyklusses betrug etwa 3 bis 3,5 Stunden. In den folgenden Tagen traten weitere schwächere Anstreifvorgänge auf. Das Abklingen der Anstreifvorgänge ist auf veränderte Betriebsparameter zurückzuführen, die zu einer günstigeren Spielverteilung führten. Ein Abtrag der Dichtsegmente bei einem Anstreifen mit geringer Kontaktkraft ist dagegen in der Regel zu vernachlässigen. Die durch die thermische Verkrümmung der Welle hervorgerufenen Anteile an der Wellen- und Lagerschwingung waren relativ klein. Auch absolut betrachtet wurden keine Schwingungsausschläge erreicht, die sofortige Gegenmaßnahmen erfordert hätten. Während der Fortführung der planmäßigen Leistungsabsenkung konnte der Turbosatz ohne weitere Auffälligkeiten im Schwingungsverhalten weiterbetrieben werden. Im Rahmen eines späteren Revisionsstillstands wurde die Ausrichtung des Wellenstrangs verbessert (vgl. Erläuterungen der Ursache im Fallbeispiel B).

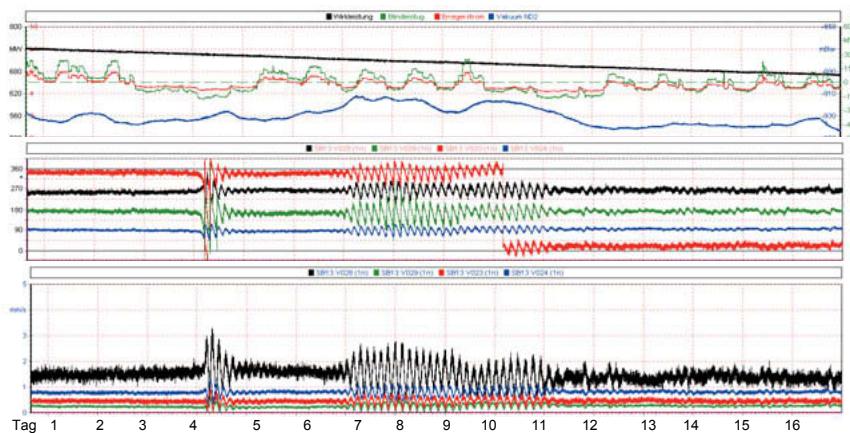


Bild 1: Zyklische Schwankung der drehfrequenten Lagerschwingungen (ND Teilturbine 1 hinten und ND Teilturbine 2 vorn) während des mehrtägigen Anstreifens (oben: Betriebsparameter, Mitte: Phasenwinkel, unten: Schwingungsamplituden)

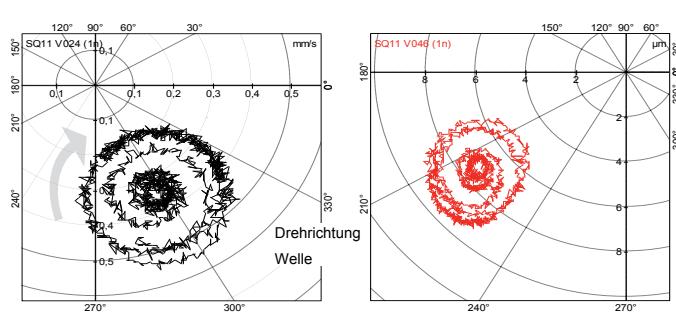


Bild 2: Amplituden- und Phasenänderung der drehfrequenten Lager- (links) und Wellenschwingungen (rechts) während des Anstreifvorgangs (Zeitausschnitt des Anstreifvorgangs in Bild 1)

B) Starker Schwingungsanstieg durch Anstreifen mit ortsfester Streifstelle am Rotor

Stärkere Anstreifvorgänge können zu einer so großen Zunahme der Schwingungen führen, dass ein Eingreifen zum Schutz der Maschine erforderlich ist. Ein solcher Anstreifvorgang, der der ND1-Teilturbine zugeordnet wurde, hatte zu einer automatischen Schutzauslösung durch die Schwingungsüberwachung geführt (Bild 3). Ein starkes lokales Anstreifen führte infolge des Hot Spots auf der Welle zu einer gegenüber der Restunwucht dominanten thermischen Rotorverkrümmung, wodurch die 1n-Phase nach einer anfänglichen Phasendrehung nahezu konstant blieb (kein Umgangswandern der Streifstelle). Nachdem sich die thermische Verkrümmung im Dreheinrichtungsbetrieb egalisiert hatte, konnte der Turbosatz ohne Probleme und mit normalem Schwingungsverhalten wieder angefahren werden. Für die Ursachenanalyse waren die aufgezeichneten Daten des schwingungsanalytischen Überwachungssystems von zentraler Bedeutung. Mit diesen Daten konnte in kurzer Zeit die Ursache diagnostiziert und die Entscheidung getroffen werden, dass der Turbosatz unter genauer Beobachtung vorsichtig wieder angefahren werden kann. Grundsätzlich gilt nach einem Anstreifen die Empfehlung, dass der Turbosatz unbedingt vor einem Neustart eine ausreichende Zeit in der Dreheinrichtung betrieben werden muss, so dass sich elastische, thermische Wellenverkrümmungen zurückbilden können. Dies kann durch Kontrolle der Amplituden der Wellenschwingungsmessung überwacht werden. Vor dem Anfahren sollten die Wellenschwingungen im Dreheinrichtungsbetrieb (Runout-Amplitude) die für den Turbosatz üblichen Werte aufweisen.

Die Ursache dieses Anstreifvorgangs steht im Zusammenhang mit dem Fundamentriegel der ND1-Teilturbine, der sich infolge der einseitig höheren Gewichtsbelastung im Laufe der Betriebszeit auf der ND1-Seite allmählich absenkt (Kriechen). Neben einem Einfluss auf die Spielverteilung der ND1-Teilturbine führte dies zu einem erhöhten Traganteil des

benachbarten HD-Turbinenlagers. Dies zeigte sich auch in unterschiedlichen Zapfendrücken und Temperaturen beider Lager. Aufgrund des aufgetretenen Anstreifvorgangs wurden eine Ausrichtkorrektur des vorderen ND1-Turbinenlagers und eine Rollprobe zur Überprüfung der Dichtungsspiele während des nächsten geplanten Stillstands durchgeführt. Im Gegensatz zu diesem Anstreifvorgang (Anstreifen in nachgiebigen Dichtungslabyrinthen – „Soft Rub“) mit der Folge einer temporären Wellenverkrümmung können bei einem sehr starken Anstreifen der Welle an massiven Statorkomponenten („Hard Rub“) Aufhärtungen im Anstreifbereich sowie Eigenspannungen entstehen, die zu einer bleibenden Wellenverkrümmung führen. In solchen Fällen kann der Turbosatz in der Regel nicht weiter betrieben werden und es ist eine aufwändige Reparatur, entweder mit Austausch der Welle oder einer umfangreichen Wärmebehandlung (thermisches Richten) und mechanischer Bearbeitung erforderlich.

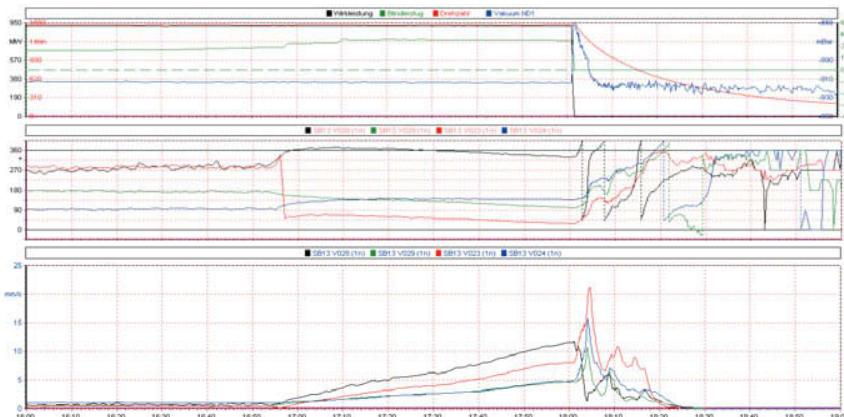


Bild 3: Anstreifvorgang mit Schutzauslösung der Schwingungsüberwachung

3. Schwingungsbilder durch allmählich wachsende Wellenrisse

Wellenrisse, die unter zyklischer Belastung wachsen, sogenannte Schwingungs- oder Ermüdungsrisse äußern sich meist durch allmähliche Schwingungsänderungen. Ähnlichkeiten zu anderen Schwingungssymptomen erschweren allerdings die Risserkennung. Wichtig ist eine korrekte Interpretation und rechtzeitige Abstellung des Turbosatzes bevor die Welle soweit geschwächt ist, dass ein Gewaltbruch auftritt. Dieser hat bei schnell drehenden Maschinen einen katastrophalen Schaden zur Folge.

Die Rissentstehung und auch dessen Wachstum kann sowohl durch wiederholte, große Spannungsamplituden bei transienten Vorgängen als „Low Cycle Fatigue“ (z.B. thermisch oder Fliehkraft induziert) als auch durch hoch dynamische Spannungsänderungen als „High Cycle Fatigue“ (häufig unter Resonanzeinfluss) erfolgen. Weiterhin können Wellenrisse durch eine einmalige Überlastung, wie z.B. einen Drehmomentstoß infolge einer Netzunterbrechung oder eine Fehlsynchronisation, initiiert werden. Bei Überschreitung der kritischen Risslänge für HCF kann dies zu einem zyklischen Risswachstum bei normaler, dynamischer Betriebsbeanspruchung führen. Es ist anzumerken, dass es auch zu einem gefährlichen, spontanen Versagen durch instabiles Risswachstum (Sprödbuch) kommen kann, wenn im Extremfall die Spannungsintensität an der Riss spitze die Bruchzähigkeit des Werkstoffs überschreitet. Diese Form des Bauteilversagens führt zu einem spontanen Gewaltbruch (Berstschanen, vgl. Beispiel in [3]) und kann mittels einer Schwingungsüberwachung nicht vorzeitig erkannt werden. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich daher allein auf allmählich wachsende Ermüdungsrisse.

Neben den statischen und dynamischen Belastungen tragen geometrische Kerben, Materialfehlstellen, Eigenspannungen und Korrosionseinflüsse wesentlich zur Entstehung von WellenrisSEN bei. Die Rissausbreitungsrichtung ist abhängig von der Belastungsart. Bei einer dominanten Umlaufbiegebelastung, z.B. durch das Eigengewicht der Welle oder infolge eines radialen Ausrichtfehlers, bildet sich ein Riss in der Regel in 90°-Richtung zur Wellenachse als Querriss aus. Bei einer dominanten dynamischen Torsionsanregung erfolgt das Risswachstum entsprechend der Schubspannungsrichtung unter 45° zur Wellenachse. In diesem Zusammenhang ist zu betonen, dass die Anregung von Torsionsschwingungen ein besonderes Risiko darstellt, da sich diese in der üblichen Schwingungsüberwachung, die auf die Messung der Schwingungen in radialer und axialer Richtung konzentriert ist, nicht äußert. Meist wird erst das durch den fortschreitenden Riss veränderte Schwingungsverhalten erkannt.

Potentielle Torsionsanregungen

Gemäß der globalen Schadenerfahrung der Allianz wurden auch in jüngerer Zeit Wellenrisse von Kraftwerksturbosätzen durch Torsionsschwingungen beobachtet. Diese waren z.B. auf Wechselwirkungen aus langen Übertragungsnetzen mit Reihenkompensation infolge „Sub-Synchronous Resonance“ (SSR) oder auf Torsionsanfachung infolge Fehlfunktion des Pendeldämpfungsgeräts („Power System Stabilizer“) zurückzuführen. Letztere Anregung fällt in die Kategorie der „Sub-

Synchronous Torsional Interaction“ (STTI). Aktive Netzelemente oder Regelungseinrichtungen (wie HGÜ Systeme) können ebenfalls STTI verursachen. Diese Risiken wurden aktuell vom VGB untersucht und werden in [4] behandelt. Der Problematik der Torsionsschwingungsanregung bei großen Dampf- und Gasturbosätzen ist die ISO 22666-1 [5] gewidmet.

Einseitige Risse mit Ausdehnung in Umfangrichtung und einer signifikanten Risstiefe bewirken eine Änderung der Biegesteifigkeit der Welle, die zu einer Anisotropie führt. Das heißt, die Welle bildet aufgrund des Risses eine Achse mit verringelter Biegesteifigkeit aus. Bei Rotation der Welle durch das Schwerfeld öffnet sich im unteren Scheitel (Zugzone) der Riss und bewirkt eine Vergrößerung des Wellendurchhangs über einen kleinen Teil des Drehwinkels. Dies führt zu einer Änderung der drehfrequenten Schwingungen (1n) und Ausbildung von Harmonischen mit doppelter und dreifacher Drehfrequenz (2n und 3n).

Ein wachsender Riss äußert sich infolge der verringerten Biegesteifigkeit bei konstanten Betriebsbedingungen üblicherweise durch eine stetige Änderung der 1n-Amplituden über Zeiträume von teilweise mehreren Wochen bis Monaten. In der Regel handelt es sich um eine Zunahme der 1n-Amplituden, eine Abnahme ist allerdings durch die Wechselwirkung mit der Restunwucht ebenfalls möglich. Die Änderung der 2n-Schwingungen ist in der Regel deutlich geringer als die 1n-Amplitudenänderung ausgeprägt (vgl. [6]). Für den besonderen Fall, dass eine biegekritische Drehzahl knapp oberhalb der doppelten Betriebsdrehzahl liegt, kann es bei konstantem Drehzahlbetrieb infolge der verringerten Steifigkeit zu einer Resonanz mit der 2n-Anregung und somit zu einem starken Anstieg der 2n-Schwingungsamplituden kommen. Mit weiterer Abnahme der kritischen Drehzahl ist dann trotz fortschreitendem Wellenriss ein Rückgang der Amplituden möglich. Es ist anzumerken, dass eine 2n-Komponente nicht notwendigerweise einen Hinweis auf einen Riss darstellt. Sie kann auch aus einer geometrischen „Unrundheit“ oder einer konstruktiven Anisotropie (z.B. bei 2-poligen Generatorläufern) resultieren.

3n-Amplituden sind in der Regel nur mit sehr geringer Ausprägung zu erwarten. Sie können jedoch als ein wichtiger Hinweis auf einen Wellenriss und zur Abgrenzung von anderen Ursachen dienen, wie z.B. unwucht-erzwungenen Schwingungen. Mit fortschreitender Schwächung des Wellenquerschnitts (Risstiefe ca. > 0,3 Durchmesser) können die 1n- und geringerem Maße auch die 2n-Schwingungsamplituden progressiv zunehmen. Der 1n- und 2n-Phasenverlauf ändert sich ebenfalls. Weiterhin können die Phasenwinkel einen

unstetigen, stark schwankenden Verlauf aufweisen. Bei umlaufenden Wellenrissen werden jedoch überwiegend die 1n-Amplituden zunehmen (s. Beispiel).

Wichtige Hinweise auf einen Wellenriss können durch die Auswertung von Hoch- und Ausläufen gewonnen werden. Hier eignen sich insbesondere die Wellenschwingungen. Ein Wellenriss kann zu einer Verstärkung der Resonanz der 1n-Amplituden in den biegekritischen Drehzahlen oder auch zu einer Verminderung führen. Gleichzeitig äußert sich durch die anisotrope Steifigkeit eines einseitigen Wellenrisses eine zusätzliche Resonanz der 2n-Anregung bei halber biegekritischer Drehzahl und unter Umständen eine geringe 3n-Resonanz bei 1/3 der biegekritischen Drehzahl [7]. Durch die abnehmende Steifigkeit kann auch ein Absinken der biegekritischen Drehzahl um einige Prozente auftreten. Der bei niedriger Drehzahl aufgenommene 1n-Vektor, der üblicherweise zur Run-out Kompensation herangezogen wird, wird sich bei einem fortgeschrittenen Riss ebenfalls infolge des vergrößerten Wellendurchgangs ändern.

Dies sind potentielle Hinweise auf einen Wellenriss. Nicht selten wird aufgrund des Anstiegs der drehfrequenten Schwingungen eine „normale“ Unwucht-erzwungene Schwingung vermutet und mittels einer Betriebsauswuchung versucht, das Laufverhalten zu verbessern. Bei einem Wellenriss kann eine Auswuchtkorrektur aber nur kurzfristig eine Verringerung der Schwingungsamplituden bewirken. Wenn ein Wellenriss nicht ausgeschlossen werden kann, sollten wiederholte Auswuchtkorrekturen unbedingt vermieden werden, da der Riss in der Regel weiter wachsen wird und schließlich einen Wellenbruch verursachen kann. Bei den oben genannten Symptomen sollte der Turbosatz daher kurzfristig gestoppt werden und sorgfältig auf Wellenrisse inspiziert werden.

Häufig kann auf Basis der Intensität der Schwingungsänderungen der primäre Suchbereich eingegrenzt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass Messstellen mit Resonanzeinfluss nahe der Betriebsdrehzahl größere Schwingungsänderungen zeigen können, ohne dass eine Nähe zum Riss vorliegen muss. Bei der Suche sind besonders sorgfältig zu prüfen: Wellenabsätze, Nuten, Passsitze von Turbinenscheiben und Kupplungen (Risse können bedingt durch Reibkorrosion auch unterhalb von Passsitzten entstehen). Eine umfängliche Überprüfung kann weitreichende Demontagearbeiten erfordern.

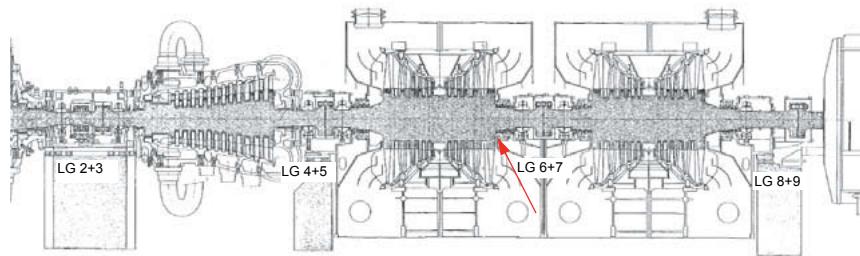


Bild 4: Übersichtszeichnung des Dampfturbosatzes mit Kennzeichnung der Position des Wellenrisses an der ND1-Teilturbine

Fallbeispiel von einem Turbosatz mit Wellenriss

Bei diesem Beispiel eines Dampfturbosatzes war ein umlaufender Wellenriss an der generatorseitigen Flut der ND1-Teilturbine aufgetreten (Bild 4). Die betrieblichen Wellenschwingungen (Summenschwingungen) der ND1- und ND2 Teilturbinen zeigten über einen Zeitraum von einem Jahr einen zunehmenden Trendanstieg (Bild 5). Im Zuge des progressiv zunehmenden Schwingungsanstiegs wurden weitergehende Schwingungsanalysen durchgeführt.



Bild 5: Schwingungstrend der Wellenschwingungen über ein Jahr

Die Auswertung der drehfrequenten Lagerschwingungen zeigten im Leistungsbetrieb eine ungewöhnliche Fluktuation der 1n-Phasenwinkel (vgl. Bode Plot und Polar Plot in Bild 6). Durch diese Fluktuation der Phasenwinkel bestand ein begründeter Verdacht auf einen Wellenriss. Bei der Demontage des Turbosatzes wurde ein vollständig umlaufender Riss am Durchmesserübergang von der Radscheibe zum Rotorballen der generatorseitigen Flut der ND1-Endstufe gefunden (Bild 7).

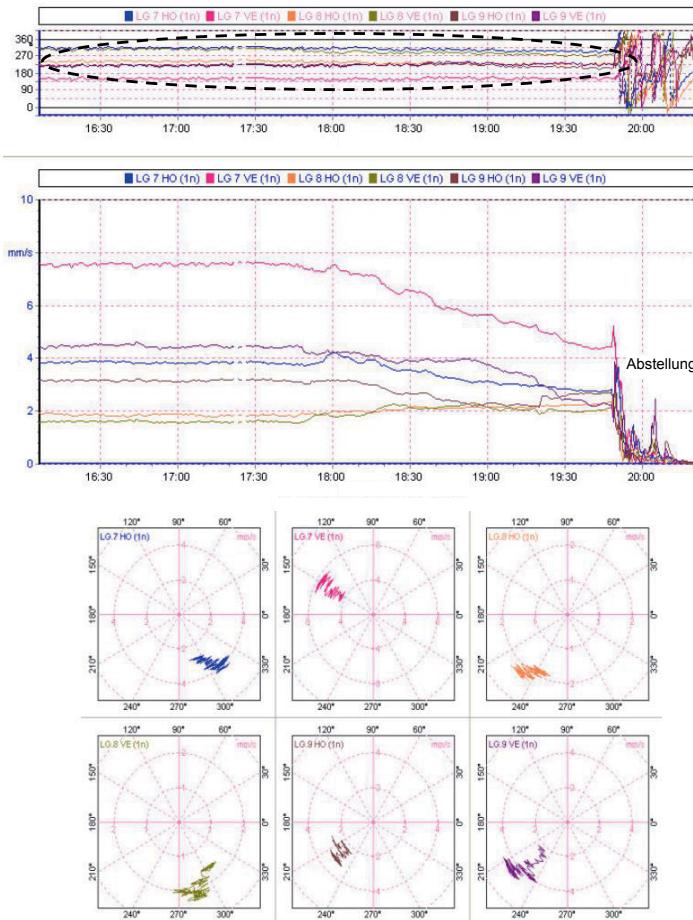


Bild 6: Bode-Plot (oben) und Polar-Plot (unten) der drehfrequenten Lagerschwingungen mit ungewöhnlicher Fluktuation der Phase

Nach Aufbrechen des Wellenrisses zeigte sich, dass der Wellendurchmesser nur noch einen relativ kleinen tragenden Restquerschnitt aufwies (Bild 8). Bei einem Weiterbetrieb des Turbosatzes hätten es zu einem katastrophalen Gewaltbruch der Welle kommen können. Die zuletzt progressiv angestiegenen Schwingungen korrelieren mit einer fortschreitenden Schwächung der Welle durch das Risswachstum. Die fluktuierenden Phasenwinkel der drehfrequenten Schwingungen können auf die Rissreibung und die daraus resultierende veränderliche Steifigkeit des stark geschwächten Wellenabschnitts erklärt werden. Die Untersuchung der Bruchfläche zeigte einen HCF-Riss, der im Übergangsradius der Welle von Korrosionspittings ausgegangen war. Der Turbosatz konnte durch eine Spezialreparatur mit Anschweißen eines Wellenzapfens aus geeignetem Werkstoff in relativ kurzer Zeit wieder instandgesetzt werden (Einzelheiten in [8]).



Bild 7: Vorgefundener Umfangsriss im Durchmesserübergang zur ND-Endstufe

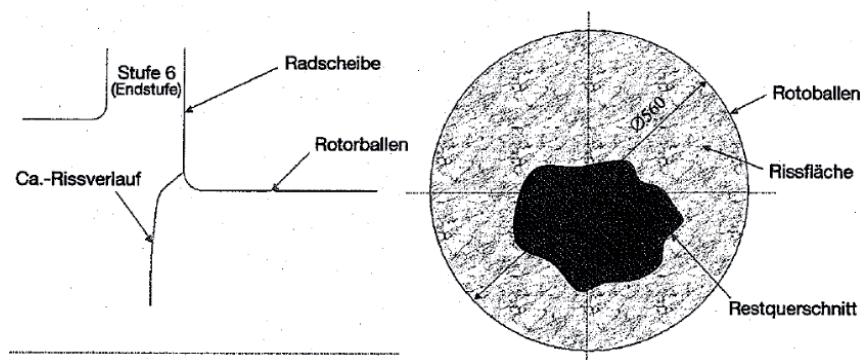


Bild 8: Lage des Wellenrisses und verbliebener Restquerschnitt der Welle (aus [8])

4. Zusammenfassung

Turbosätze in Kraftwerken stellen eine hohe Wertekonzentration dar und sind essentiell für die Produktion (da in der Regel nicht redundant). Üblicherweise besitzen sie eine permanente Schwingungsüberwachung. Neben der möglichst automatischen Überwachung mittels Alarm und Trip besitzt die Interpretation von Schwingungsänderungen große Bedeutung für einen sicheren Betrieb und die rechtzeitige Einleitung von Maßnahmen. Im Beitrag wurden zwei ausgewählten Schwingungsursachen und typische Schwingungsbilder beschrieben. Im Falle des Anstreifens handelt es sich um ein häufiger anzutreffendes Phänomen. Während Wellenrisse eher selten auftreten, aber katastrophale Schäden erzeugen können, wenn diese nicht erkannt werden. Weitere umfangreiche Hinweise zur Messung und Interpretation von typischen Schwingungsbildern bei Dampf- und Gasturbinen wird die neue VDI 3839-3 enthalten.

5. Literatur

- [1] VDI 3839 Blatt 1 „*Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Allgemeine Grundlagen*“
Blatt 2 „*Schwingungsbilder für Anregungen aus Unwuchten, Montagefehlern, Lagerungsstörungen und Schäden an rotierenden Bauteilen*“
Blatt 4 „*Typische Schwingungsbilder bei Ventilatoren und Gebläsen für Gase*“
Blatt 5 „*Typische Schwingungsbilder bei elektrischen Maschinen*“
Blatt 6 „*Typische Schwingungsbilder bei Maschinensätzen in hydraulische Kraftwerken*“
Blatt 7 „*Typische Schwingungsbilder bei Pumpen*“
Blatt 8 „*Typische Schwingungsbilder bei Kolbenmaschinen*“
- [2] O. Alber "Anstreifen mit vielen Schwingungsmoden", Dissertation Technische Universität Darmstadt, 20.04.2015
- [3] A. Merz, R. Reifenhäuser „*Der Turbinenschaden im Kraftwerk Irsching*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 69, Ausgabe 3, 1889
- [4] VGB White Paper SSTI "Betrachtung möglicher Auswirkungen des Betriebes von HGÜ-Systemen im Netz auf die Wellenstränge von Turbosätzen in Kraftwerken", VGB Powertech, August 2019
- [5] ISO 22266-1 „*Mechanical vibration – Torsional vibration of rotating machinery – Part 1: Land-based steam and gas turbine generator sets in excess of 50 MW*“
- [6] R. Gasch „*Neue Kriterien der Rissidentifikation bei rotierenden Wellen*“
- [7] J. Schmied „*Schwingungsverhalten von Rotoren mit angerissenem Wellenquerschnitt*“, VDI Fortschrittsberichte Reihe 11: Schwingungstechnik Nr. 77, 1986.
- [8] A. Nowi, K. Herzog, S. Keller, T. Michalski „*Reparaturschweißung eines rissbehafteten Niederdruckläufers*“, VGB Power-Tech 11/2010

Von der Bedeutung einfacher Modelle beim Verstehen und Lösen großer nichtlinearer Schwingungsprobleme

Prof. Dr.-Ing. **Florian Wegmann**, Hochschule Aalen

Kurzfassung

Das Lösen von Schwingungsproblemen erfordert ein Verständnis von deren Entstehungsmechanismus. Dafür wird die Klassifizierung von Schwingungen in freie, erzwungene, selbsterregte und parametererregte Schwingungen mit Beispielen erläutert. Es wird dargestellt, mit welchen Analysemöglichkeiten die verschiedenen Schwingungsarten mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) rechnerisch untersucht werden können. Bei selbsterregten und parametererregten Schwingungen sind dagegen häufig kleine und einfache Modelle zweckmäßiger, um schnell und effizient Maßnahmen zur Schwingungsreduktion erarbeiten zu können. Ein solches Modell wird an einem Beispiel aus dem Anlagenbau erläutert, bei dem ein einfaches Feder-Masse-System mit nur einem Freiheitsgrad auf eine nichtlineare Differenzialgleichung mit Zeitverzögerungsterm führt. Für diese Gleichung wird ein Lösungsansatz vorgestellt, Instabilitäten für verschiedene Betriebszustände werden identifiziert und mögliche Abhilfemaßnahmen vorgestellt.

Abstract

Solving vibration problems requires an understanding of their mechanism of origin. The classification of vibrations into free, forced, self-excited and parameter-excited vibrations is explained with examples. Different methods are shown with which the different vibration types can be investigated within the finite element method (FEM). For self-excited and parameter-excited vibrations, however, small and simple models are often more appropriate in order to quickly and efficiently develop measures for vibration reduction. Such a model is explained using an example from plant engineering, in which a simple spring-mass system with only one degree of freedom leads to a non-linear differential equation with time delay. For this equation a solution is presented, instabilities for different operating states are identified and possible remedial measures are presented.

1. Klassifizierung von Schwingungen

Eine Bemerkung vorneweg: Eine Schwingung ist nicht gleich ein Schwingungsproblem! Im Gegenteil: manchmal sind Schwingungen absolut erwünscht – man denke nur an diverse Fahrgeschäfte in Vergnügungsparks. Schwingungen werden dann zum Problem, wenn sie

beispielsweise zu Schäden führen, unerlaubten Lärm erzeugen oder für eine unzureichende Qualität des durch die schwingende Maschine erzeugten Produkts verantwortlich sind. Erst in derartigen Fällen sind Maßnahmen zur Reduktion von Schwingungen zu ergreifen.

Soll ein Schwingungsproblem gelöst werden, so ist das Verständnis über die Entstehung der Schwingung eine wichtige Voraussetzung dafür. Unter diesem Gesichtspunkt ist eine Einteilung der Schwingungen nach ihren unterschiedlichen Entstehungsmechanismen zweckmäßig, vgl. [1]. Unterschieden werden kann u.a. zwischen *freien*, *erzwungenen*, *selbsterregten* und *parametererregten Schwingungen*.

Freie Schwingungen sind Bewegungen eines schwingungsfähigen Systems, das (nach einmaliger Anregung von außen) sich selbst überlassen wird und „frei“ schwingt. Das System schwingt in seinen charakteristischen Frequenzen, den Eigenfrequenzen. Ein Beispiel aus dem Alltag ist das Klingen einer Kirchenglocke nach jedem Schlag durch den Klöppel. Im Anlagenbau stellen freie Schwingungen erfahrungsgemäß selten ein Problem dar.

Bei *erzwungenen Schwingungen* wird das schwingungsfähige System durch äußere Störungen zu Schwingungen angeregt, also „gezwungen“. Das System schwingt in der von der Störung vorgegebenen Frequenz. Ein Beispiel hierfür sind Fundamentschwingungen, verursacht durch die Unwucht der Welle eines auf dem Fundament befestigten Motors. Probleme in der Praxis treten in der Regel immer dann auf, wenn die Anregungskräfte aus der Störung zu stark sind, oder wenn die Anregungsfrequenz der Störung in oder nahe einer Eigenfrequenz des Systems liegt. Im letztgenannten Fall spricht man von einer „Resonanz“. Schwingungsprobleme, die auf eine Resonanz zurückzuführen sind, machen in der Erfahrung des Autors den allergrößten Teil der im Anlagenbau auftretenden Schwingungsprobleme aus. Die gute Nachricht: Resonanzschwingungen können vergleichsweise leicht als solche identifiziert und gelöst bzw. bereits in der Phase von Entwicklung und Konstruktion einer Anlage vorausschauend durch Berechnungen verhindert werden. Lösungsmöglichkeiten bieten z.B. das Verschieben von Eigenfrequenzen (über Änderungen von Steifigkeit oder Masse) oder von Erregerfrequenzen (z.B. über geänderte Getriebeübersetzungen), die Erhöhung der Dämpfung oder seltener auch allein die Reduktion der Erregerkräfte.

Die demgegenüber erfahrungsgemäß seltener auftretenden Schwingungsprobleme durch Selbst- oder Parametererregung verursachen dagegen sehr häufig einen deutlich höheren Zeit- und Ressourcenaufwand bei der Lösung. Die Identifikation des Entstehungsmechanismus bei einem bereits vorliegenden Fall artet oft in aufwändige Detektivarbeit aus. Erst wenn die Ursache vollständig verstanden ist, können zuverlässige Lösungsmöglichkeiten mit Hilfe einer Berechnung erarbeitet werden. Im Rahmen einer

Auslegung im Vorfeld können derartige Probleme in der Regel nur dann verhindert werden, wenn man genau diese Art von Schwingungen schon kennt – also schon einmal ein Problem damit hatte, das man erfolgreich lösen konnte.

Selbsterregte Schwingungen sind Bewegungen eines Systems, bei denen die erforderliche Energie vom System „selbst“ aus einer Energiequelle im Takt der Schwingung entnommen wird. Beispiele aus dem Alltag sind die Bewegung der Unruh in einer mechanischen Uhr oder die durch den Bogen angeregte Schwingung der Saite einer Geige – beides erwünschte Schwingungen. Unerwünschte Beispiele aus dem industriellen Umfeld sind das Rattern in Bearbeitungsmaschinen beim Drehen, Fräsen etc., Kontaktenschwingungen zwischen sich berührenden Presswalzen oder auch Drehmomentschwingungen in Antriebssträngen, die durch eine Instabilität im Regelkreis hervorgerufen werden. Ein weiteres Beispiel wird ausführlich in Kapitel 3 vorgestellt. Ein wesentliches Kennzeichen dieser Schwingungsart aus mathematischer Sicht ist die Nichtlinearität, die für die Entstehung einer selbsterregten Schwingung erforderlich ist. Sollen die beschreibenden Gleichungen durch Linearisieren einer mathematischen Lösung einfacher zugänglich gemacht werden, so geht dadurch der Entstehungsmechanismus aus den Gleichungen verloren. Es muss also zwingend eine Lösung der nichtlinearen Gleichungen gefunden werden.

Bei *parametererregten Schwingungen* werden die Bewegungen durch eine zeitabhängige Änderung von „Parametern“ des Systems (Geometriegrößen, Steifigkeiten etc.) angeregt. Das in diesem Zusammenhang am häufigsten genannte Beispiel ist das Kind auf der Schaukel, das durch eine zeitabhängige Änderung der Lage seines Schwerpunktes die Schaukelbewegung erzeugen und verstärken kann. Beispiele aus dem Anlagenbau sind Schwingungen in Getrieben oder Antriebssträngen durch mit dem Zahneingriff variierende Zahnsteifigkeiten oder auch das aus der Rotordynamik bekannte Phänomen der halbkritischen Drehzahl, das auf Steifigkeitsunterschiede im Rotor zurückzuführen ist.

2. Analysemöglichkeiten für Schwingungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode

Ein beliebtes Hilfsmittel zur rechnerischen Analyse von Schwingungen ist die Finite-Elemente-Methode (FEM). Die wichtigsten Analysemethoden, die in gängigen FEM-Programmen hierfür zur Verfügung stehen, sind die *Modalanalyse*, die *harmonische Analyse* sowie die *transiente Analyse*.

Die *Modalanalyse* besteht aus der Ermittlung von Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfungen. Auch bei sehr großen Finite-Elemente-Modellen kann sie mit modernen Rechnern ohne nennenswerten Zeitaufwand durchgeführt werden. Sie ist die Methode der Wahl, wenn es darum geht, Eigenfrequenzen zu verschieben, oder zu bewerten, ob ein

Erreger an einer bestimmten Stelle in der Lage ist, eine Eigenfrequenz anzuregen. Man verwendet sie also bevorzugt bei der Lösung von Problemen durch erzwungene Schwingungen in oder nahe einer Resonanz.

Das wichtigste Ergebnis einer *harmonischen Analyse* ist die Übertragungsfunktion: Sie gibt bei erzwungenen Schwingungen an, welche Antwortamplitude an einer bestimmten Stelle in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz aufgrund einer definierten Erregerkraft zu erwarten ist. Diese Form der Analyse wird benötigt, wenn die Schwingungsamplitude einer erzwungenen Schwingung bei verschiedenen Frequenzen bewertet und unter einen vorgegebenen Grenzwert gedrückt werden muss. Auch die harmonische Analyse ist selbst bei großen Modellen nicht besonders zeitaufwändig.

Für erzwungene Schwingungen, also die am häufigsten auftretenden Schwingungsprobleme, steht mit der Modalanalyse und der harmonischen Analyse ein Werkzeugkasten zur Verfügung, der in den allermeisten Fällen bereits ausreicht, um diese Probleme mit Hilfe der FEM effizient lösen zu können. Allerdings erfordern beide Methoden eine Linearisierung der zugrundeliegenden Gleichungen. Sie scheiden also aus, wenn selbst- oder parametererregte Schwingungen simuliert werden sollen.

Für diese nichtlinearen Schwingungen steht im Rahmen der FEM nur die *transiente Analyse* zur Verfügung, bei der das Bewegungsverhalten eines Systems über einen bestimmten Zeitraum explizit berechnet wird. Selbst bei nicht allzu großen Modellen kann ein einzelner Simulationslauf schon mehrere Minuten in Anspruch nehmen, bei größeren Modellen ist man schnell im Bereich mehrerer Stunden. Bei selbst- und parametererregten Schwingungen wird jedoch nach Bereichen von Systemgrößen gesucht, in denen das Schwingungsverhalten stabil bzw. instabil ist (Stichwort Stabilitätskarten, vgl. Kapitel 3). Dies erfordert meist eine größere Anzahl an Parametervariationen, die durch eine lange Simulationsdauer für einen einzelnen Berechnungslauf schnell unmöglich werden. An dieser Stelle hilft es, sich zurückzubesinnen auf die „ganz einfachen“ Modelle mit nur sehr wenigen Freiheitsgraden, wie sie beispielsweise in den Grundlagenvorlesungen im Studium oft behandelt werden. Dies soll an einem konkreten Beispiel aus dem Anlagenbau im folgenden Kapitel gezeigt werden.

3. Beispiel aus dem Anlagenbau

Nach einem Umbau kam es am Entwässerungssystem eines Trockenzylinders einer Papiermaschine zu Schäden, die – wie sich herausstellen sollte – durch selbsterregte Schwingungen verursacht wurden. Ein Schema dieses Entwässerungssystems ist in Bild 1 gezeigt: Der mit Wasserdampf beheizte Zylinder (dargestellt durch Teile von Zylindermantel, Deckel und Zapfen) ist mit seinen hohlen Zapfen in der Maschinenstuhlung gelagert (hier

nicht dargestellt) und rotiert um seine Achse. Durch ein an der Stuhlung fixiertes, nicht rotierendes Tragrohr hindurch wird Wasserdampf ins Innere des Zylinders geblasen. Der Dampf kondensiert und bildet wegen der Zylinderrotation einen Flüssigkeitsring an der Mantelinnenwand. Um das Kondensat aus dem Zylinder abzuführen, greift der am Siphonrohr befestigte Schuh (beides nicht rotierende Bauteile) in den mit dem Mantel mitrotierenden Kondensatring und schöpft einen Teil des Kondensats ab (siehe auch gedrehte Darstellung rechts in Bild 1). Das Kondensat läuft über das am Halter befestigte und innerhalb des Tragrohrs liegende Siphonrohr aus dem Zylinder heraus.

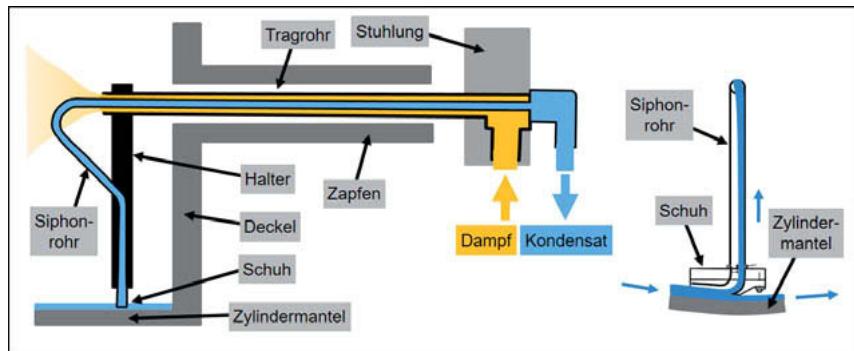


Bild 1: Schema des Entwässerungssystems eines Trockenzyinders einer Papiermaschine

Die Siphonrohre zahlreicher Trockenzyylinder in dieser Anlage sind im Bereich der Befestigung am Halter gebrochen. Die Bruchflächen zeigten eindeutige Ermüdungsbrüche durch Biegung. Es ist aufgrund von Abriebsspuren offensichtlich, dass der Schuh bei vertikalen Schwingungen immer wieder an der Mantelinnenwand angestoßen sein muss. Mit Hilfe von Schwingungsmessungen im Betrieb, einer experimentellen Modalanalyse im Stillstand sowie einer rechnerischen Überprüfung der Eigen- und Erregerfrequenzen konnten erzwungene Schwingungen als Ursache ausgeschlossen werden. Dagegen konnten beim Wiederanfahren der Anlage Schläge im Inneren des Trockenzyinders mit einer Frequenz nahe der experimentell ermittelten Eigenfrequenz beobachtet werden, ohne dass ein Fremderreger (Rotordrehzahl oder Vielfaches) in der Umgebung diese Frequenz angeregt hätte. Die Schläge traten nur in den ersten Minuten nach Wiederanfahren auf, als die Maschine noch in einem niedrigen Geschwindigkeitsbereich betrieben wurde. Bei höheren Geschwindigkeiten verschwanden die Schläge. Es wurde ein Selbsterregungsmechanismus vermutet, der zum Aufschaukeln von vertikalen Schwingungen des Entwässerungssystems geführt hat, bis der Schuh am Zylindermantel im Takt der Schwingungen angestoßen ist.

Zur rechnerischen Untersuchung wird das System auf einen Feder-Masse-Schwinger mit einem Freiheitsgrad reduziert, siehe Bild 2 rechts. Die Masse steht für den Bereich Halter mit Siphonrohr und Schuh. Die Nachgiebigkeit der Feder kommt maßgeblich aus der Nachgiebigkeit des Tragrohres. Die Umlenkung des Kondensats führt am Schuh zu einer vertikalen Kraft F_1 und am Übergang in den horizontalen Teil des Siphonrohres zu einer vertikalen Kraft F_2 , siehe Bild 2 links. Horizontale Kräfte werden nicht berücksichtigt, außerdem wird die Krümmung des Siphonrohres auf halber Höhe vernachlässigt.

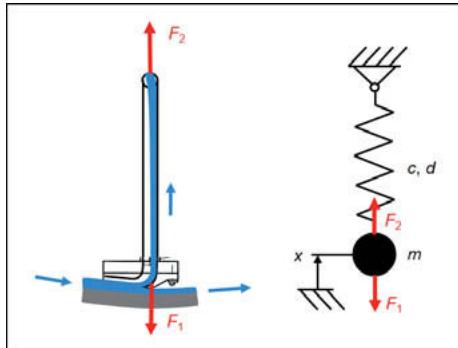


Bild 2: Mechanisches Ersatzmodell für das Entwässerungssystem

Mit der Funktion $x(t)$ für die Position des Schuhs führt der Impulssatz auf die Gleichung

$$m\ddot{x} = -d\dot{x} - cx - F_1 + F_2$$

mit einer Ersatzmasse m (Masse des Halters inkl. Anbauteile und einem Anteil der Masse des Tragrohres), einer linearen Dämpfungskonstante d und der Federsteifigkeit c (ermittelt über die Biegelinie eines fest eingespannten Kragbalkens). Vertikale Schwingungen des Schuhs führen dazu, dass sich die Mengen des abgeschöpften und umgelenkten Kondensats und damit die Kräfte F_1 und F_2 ständig verändern: F_1 zeitgleich mit den Schwingungen des Schuhs, F_2 mit einer Zeitverzögerung um Δt , was der Zeit entspricht, die das Kondensat vom Schuh bis zur oberen Umlenkung braucht. Formuliert man die Kräfte F_1 und F_2 mit Hilfe des Impulssatzes der Strömungsmechanik in Abhängigkeit von der Funktion $x(t)$, dann ergibt sich nach einigen Umformungen die Differenzialgleichung

$$\ddot{x}(t) + 2\delta\dot{x}(t) + \mu_0^2 x(t) + \omega_0^2 x(t - \Delta t) = 0$$

mit den zur kompakteren Darstellung eingeführten Konstanten δ , μ_0 , ω_0 und Δt . Das Besondere daran ist, dass x im letzten Term wegen der Kraft F_2 zu einem um Δt in der Vergangenheit liegenden Zeitpunkt ausgewertet werden muss.

Ein Standardverfahren zur Lösung dieser Differenzialgleichung mit Zeitverzögerungsterm wurde in der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit nicht gefunden (es wurde eine extrem schnelle Lösung des Problems erwartet!). Deshalb wurde als erster Versuch der zur Lösung von linearen Differenzialgleichungen mit konstanten Koeffizienten üblicherweise verwendete Ansatz bei der hier vorliegenden Differenzialgleichung ausprobiert: $x(t) = e^{-\lambda t}$ mit komplexem $\lambda = \alpha + i \cdot \beta$, was einer reellen Lösungsfunktion $x(t) = e^{\alpha t} \cdot \sin(\beta t + \varphi_0)$ entspricht (vgl. z.B. [2]). Mit diesem Ansatz kommt man auf die nichtlineare charakteristische Gleichung

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \mu_0^2 + \omega_0^2 e^{-\lambda\Delta t} = 0$$

die mit elementaren Umformungen nicht nach λ auflösbar ist. Daher wird eine numerische Lösung dieser Gleichung angestrebt. Findet man auf diesem Weg ein Ergebnis für λ mit dem Realteil α und dem Imaginärteil β , dann hat man eine von möglicherweise mehreren Lösungen dieser Differenzialgleichung gefunden. β gibt an, mit welcher (Kreis-)Frequenz das Entwässerungssystem schwingt. Diese Information kann man zum Abgleich zwischen Messungen und der Berechnung verwenden. Viel wichtiger für die Lösung des Problems ist jedoch α , das eine Aussage über die Stabilität des Systems ermöglicht: Bei $\alpha < 0$ klingt eine vorliegende Schwingung ab. Ist dagegen $\alpha > 0$, dann kann sich eine kleine Störung zu immer stärkeren Schwingungen aufschaukeln.

Die Konstanten μ_0 , ω_0 und Δt hängen unter anderem von der Maschinengeschwindigkeit ab. Für Maschinengeschwindigkeiten zwischen 10 m/min und 1000 m/min wird in Schritten von 10 m/min der Wert von α numerisch berechnet, siehe Bild 3. Der Betriebsbereich der Anlage liegt zwischen gut 600 m/min und knapp 1000 m/min.

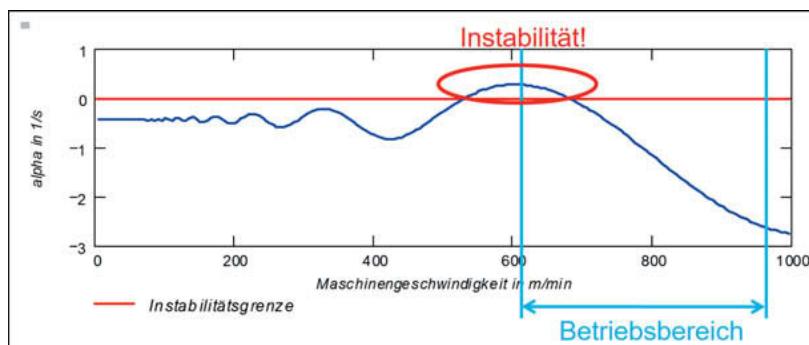


Bild 3: Realteil α der Lösung der charakteristischen Gleichung

Bild 3 zeigt, dass für Maschinengeschwindigkeiten zwischen ca. 530 m/min und ca. 640 m/min der Realteil $\alpha > 0$ wird, also eine Instabilität zu erwarten ist, d. h. es ist mit über der Zeit zunehmenden Schwingungsamplituden zu rechnen, wenn eine Anfangsstörung im System vorliegt. Die Imaginärteile der Lösungen (umgerechnet in eine Schwingungsfrequenz) liegen in diesem Geschwindigkeitsbereich bei $2\pi \cdot \beta \approx 17$ Hz. Die Frequenzen der bei den Messungen beobachteten Schläge lagen ebenfalls in der Nähe von 17 Hz. Gemäß Bild 3 ist bei höheren Geschwindigkeiten als 640 m/min mit einer Stabilisierung des Systems bis ans Ende des Betriebsgeschwindigkeitsbereiches zu rechnen – genau das wurde auch beim Hochfahren der Maschine beobachtet, als die Schläge plötzlich endeten. Die Schadenursache kann also mit diesem Modell beschrieben werden. Mit Hilfe von Parametervariationen soll nun nach Abhilfemaßnahmen gesucht werden. Hierfür wird zunächst die Masse m des Halters erhöht. Bild 4 zeigt das ursprüngliche Ergebnis zusammen mit dem Ergebnis bei einer um 8 kg erhöhten Masse. Das Instabilitätsfenster verschiebt sich nach links, so dass es unterhalb des Betriebsbereiches liegt. Als schnell umsetzbare Lösung wurde daher vorgeschlagen, einen Quader aus Stahl mit der Masse von 8 kg an den Halter zu schrauben (der dort im Inneren des Trockenzylinders niemanden stört ...). Die Lösung wurde beim nächsten Stillstand umgesetzt, das Problem ist seither nicht mehr aufgetreten.

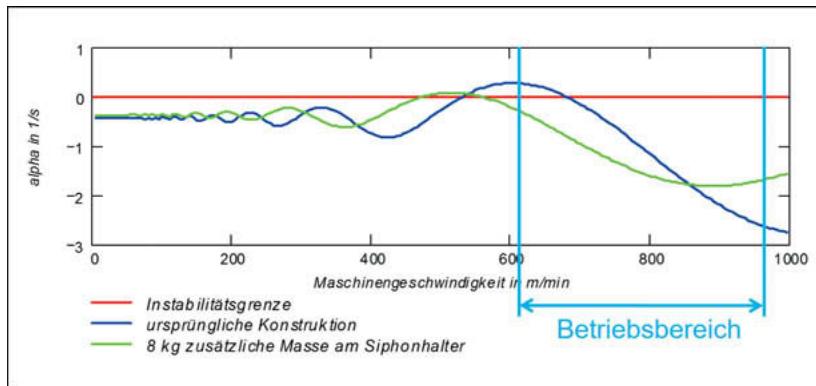


Bild 4: α im Vergleich: ursprüngliche Konstruktion und um 8 kg erhöhte Haltermasse

In einem zweiten Schritt wird die Dämpfungskonstante d erhöht. In Bild 5 ist das ursprüngliche Ergebnis zusammen mit dem Ergebnis bei einer um den Faktor 2 erhöhten Dämpfungskonstante dargestellt. Durch eine erhöhte Dämpfung wird die Stabilität insgesamt erhöht, da die Werte für α insgesamt nach unten verschoben werden. Eine weitere

Abhilfemaßnahme hätte eine gezielte Erhöhung der Dämpfung sein können. Da jedoch die Erhöhung der Masse das Problem behoben hat, war dies nicht mehr erforderlich.

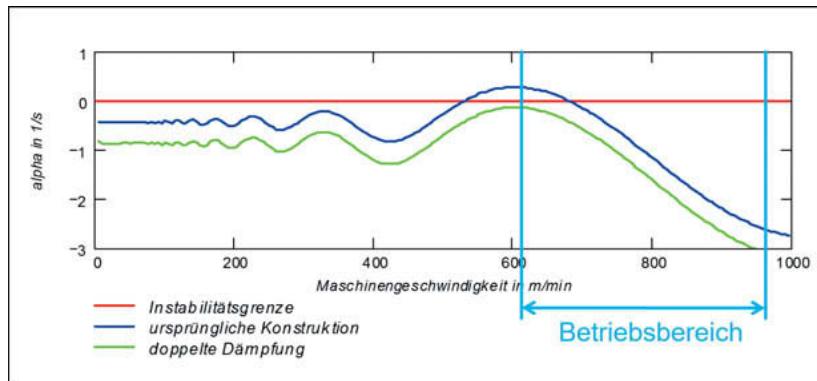


Bild 5: α im Vergleich: ursprüngliche Konstruktion und doppelte Dämpfungskonstante

Im Raum steht noch die Frage: Warum gab es in der Vergangenheit keine ähnlichen Probleme, obwohl solche Entwässerungssysteme seit Jahrzehnten gebaut wurden? Hierfür gibt es eine einfache Antwort: Bei dieser Anlage kam eine neue Konstruktion des Siphonsystems zum Einsatz. Die frühere Konstruktion zeigt in einigen Fügestellen starke Elastizitäten und Spiel. Die neue Ausführung ist wesentlich solider (stabilere Verschraubungen, höhere Steifigkeiten). Dämpfende Effekte durch Mikrobewegungen in Fügeflächen sind demnach geringer. Bestätigt wird dies durch Anschlagversuche am alten und am neuen System, die bei der alten Konstruktion ein wesentlich schnelleres Abklingverhalten als bei der neuen Konstruktion zeigen. Die Dämpfung der alten Konstruktion war um deutlich mehr als das Doppelte größer als bei der neuen Konstruktion – was gemäß Bild 5 bei der alten Konstruktion ein stabiles System erwarten lässt.

4. Fazit

Mit Hilfe eines einfachen Modells mit einem Freiheitsgrad wurde auf sehr effiziente Weise ein komplexes nichtlineares Schwingungsproblem schnell gelöst. Wie hätte eine Lösungssfindung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode aussehen können? Nach einer vermutlich aufwändigen Modellierung hätte eine Modalanalyse nur Hinweis auf die Lage der Eigenfrequenzen gegeben. Die Instabilität, die zur Selbsterregung der Schwingungen führt, hätte nicht abgebildet werden können. Eine harmonische Analyse hätte ebenfalls nicht weitergeführt, da keine äußere Anregung vorliegt. Geblieben wäre nur die Möglichkeit einer

transienten Analyse. Bei jeder einzelnen Zeitsimulation hätte man auswerten müssen, ob eine vorgegebene Anfangsstörung zu einer aufklingenden oder zu einer abklingenden Schwingung führt. Allein der Simulationsaufwand wäre im Vergleich zum hier vorgestellten Vorgehen immens gewesen: Den drei verschiedenen in den Bildern 3 bis 5 gezeigten Stabilitätskurven liegen 300 Lösungen der charakteristischen Gleichung zugrunde. Die Berechnung einer einzelnen Stabilitätskurve benötigte mit Hilfe eines gängigen Mathematik-Programms nur wenige Sekunden Rechenzeit. Die drei Kurven sind jedoch nur das vorgestellte Endergebnis. Auf dem Weg dorthin wurden zahlreiche weitere Parametervariationen durchgeführt. Im Gegensatz dazu dauert eine einzige transiente Analyse mit einem FE-Modell optimistisch geschätzt bei einem solchen System einige Minuten. Eine vollständige Untersuchung zur Erzeugung einer einzigen Stabilitätskurve im interessierenden Geschwindigkeitsbereich hätte damit bereits eine Simulationszeit mindestens im Bereich einiger Stunden erfordert – sicherlich noch im Bereich des Möglichen, nicht jedoch hilfreich bei einer schnell erforderlichen Lösungsfindung.

Wann ist welche Methode bei der Lösung eines Schwingungsproblems sinnvoll? Es gibt keine generelle Regel, aber basierend auf dem Grundsatz „so einfach wie möglich, so kompliziert wie nötig“ (frei nach Albert Einstein) können Beispiele gegeben werden:

- Finite-Elemente-Modellierung beispielsweise immer dann, wenn
 - möglichst genaue Ergebnisse gefragt sind (Verformung, Eigenfrequenz etc.),
 - ein Bauteil bis an die letzte Grenze ausgelegt werden soll,
 - bei einem komplexen System keine analytische Lösung möglich ist.
- Kleine Modelle unter anderem immer dann, wenn
 - ein bestimmter Effekt verstanden werden muss,
 - Parametervariationen bei transienten Vorgängen gefragt sind,
 - eine Untersuchung für einen schnellen ersten Überblick nötig ist.

5. Literaturangaben

- [1] Magnus, K.; Popp, K.; Sextro, W.: Schwingungen: Grundlagen – Modelle – Beispiele. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016
- [2] Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 2: Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Grundstudium. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015

Modellkorrelation in Vibroakustik und Rotordynamik

Model correlation in vibroacoustics and rotor dynamics

Dr. **Gudrun Mikota**, Johannes Kepler Universität Linz, Österreich

Kurzfassung

Für die experimentelle Modalanalyse multiphysikalischer Systeme wurden verschiedene Modellkorrelationskriterien vorgeschlagen. In Hinblick auf Planung und Beurteilung von Versuchen werden das vibroakustische Kriterium WLRMAC, das Rotor Modal Assurance Criterion (RMAC) und das Rotor Correlation Criterion (RCC) numerisch untersucht. Vor- und Nachteile in der Anwendung, möglicher Wertebereich und empfohlene Grenzen werden anhand von Beispielen diskutiert.

Abstract

For the experimental modal analysis of multiphysical systems, various model correlation criteria have been suggested. In view of planning and assessment of experiments, the vibroacoustical criterion WLRMAC, the Rotor Modal Assurance Criterion RMAC, and the Rotor Correlation Criterion RCC are investigated numerically. Pros and cons in application, possible range of values and recommended limits are discussed on the basis of examples.

1. Einleitung

Bei der experimentellen Modalanalyse dynamischer Systeme spielt die Modellkorrelation eine zentrale Rolle. Entsprechende Kriterien benötigt man für die Versuchsplanung, für die Beurteilung der Konsistenz von Messdaten, für Vergleiche zwischen Versuch und Theorie sowie für die Anpassung der Parameter theoretischer Modelle. Die Korrelation von Modellen nicht-rotierender Strukturen kann durch das klassische Modal Assurance Criterion (MAC) ausgedrückt werden [1], [2]. Dieses versagt jedoch in der Vibroakustik, weil der Zustandsvektor unterschiedliche physikalische Größen enthält und deren Quadrate nicht addiert werden können [3]. Auch bei Rotorsystemen kann das MAC in die Irre führen, zum Beispiel bei starken gyro-skopischen Effekten [4]. Als alternatives Modellkorrelationskriterium wurde in der Vibroakustik das WLRMAC vorgeschlagen [3], aus dem für die Rotordynamik das Rotor Modal Assurance Criterion (RMAC) entwickelt wurde [4]. Das Rotor Correlation Criterion (RCC) [5] bildet ein

allgemeineres rotordynamisches Kriterium. Für allgemeine Systeme zweiter Ordnung wurde das Modal Matching Array (MMA) definiert [6].

In der Auswahl zwischen den einzelnen Kriterien besteht ein Zielkonflikt zwischen der erforderlichen Information und der erzielbaren Aussagekraft. Im Gegensatz zum klassischen MAC enthalten die alternativen Kriterien verschiedene Gewichtungsmatrizen, für die ein theoretisches Modell mit einer gewissen Genauigkeit bekannt sein muss. Einzelne Kriterien verwenden auch linke Eigenvektoren, deren experimentelle Bestimmung bei Rotor systemen manchmal kaum möglich ist [7]. Zusammenhänge zwischen rechten und linken Eigenvektoren sind aber nur für bestimmte Klassen von Rotoren verfügbar [8 bis 10].

In dieser Arbeit wird die Berechnung von WLRMAC, RMAC und RCC anhand zweier Beispiele vorgestellt. Außerdem wird untersucht, welchen Wertebereich die alternativen Kriterien haben und ob die für das MAC bewährten Grenzen auf andere Kriterien übertragen werden dürfen.

2. WLRMAC und MAC für ein vibroakustisches System

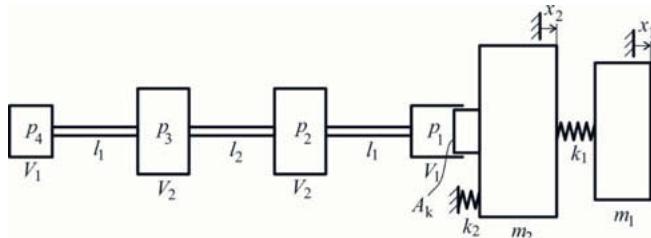


Bild 1: Schema eines hydraulisch-mechanischen Schwingungsprüfstands.

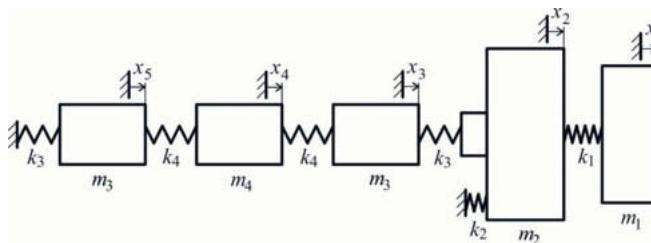


Bild 2: Mechanisches Ersatzsystem des hydraulisch-mechanischen Schwingungsprüfstands.

Bild 1 zeigt das Modell eines hydraulisch-mechanischen Schwingungsprüfstands. Dieses diskretparametrische vibroakustische System hat zwei Verschiebungsfreiheitsgrade x_1 und x_2 sowie vier Druckfreiheitsgrade p_1, p_2, p_3 und p_4 . Mit den Massen m_1 und m_2 , den Steifigkeiten k_1 und k_2 , den Volumen V_1 und V_2 , dem Ersatzkompressionsmodul E , den Leitungslängen l_1 und l_2 , dem Leitungsquerschnitt A_l , der Fluidichte ρ sowie der Koppelfläche A_k lautet die vibroakustische Massenmatrix

$$\mathbf{M}_{va} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_k & V_1/E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & V_2/E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & V_2/E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & V_1/E \end{bmatrix}; \quad (1)$$

die vibroakustische Steifigkeitsmatrix ergibt sich zu

$$\mathbf{K}_{va} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -A_k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A_l}{\rho l_1} & -\frac{A_l}{\rho l_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{A_l}{\rho l_1} & \frac{A_l}{\rho} \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) & -\frac{A_l}{\rho l_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{A_l}{\rho l_2} & \frac{A_l}{\rho} \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) & -\frac{A_l}{\rho l_1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{A_l}{\rho l_1} & \frac{A_l}{\rho l_1} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Verwendet man die Übersetzung $U = A_k/A_l$, so erhält man das mechanische Ersatzsystem gemäß Bild 2 mit der Steifigkeit $k_3 = U^2 A_l^2 E/V_1$, der Masse $m_3 = U^2 \rho A_l l_1$, der Steifigkeit $k_4 = U^2 A_l^2 E/V_2$, der Masse $m_4 = U^2 \rho A_l l_2$, der Massenmatrix

$$\mathbf{M}_e = \text{diag}(m_1, m_2, m_3, m_4, m_5) \quad (3)$$

und der Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & 2k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_3 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Dynamische Messungen der Verschiebungsfreiheitsgrade x_3, x_4 und x_5 sind zwar praktisch nicht möglich, das mechanische Ersatzsystem eignet sich aber zur Berechnung einer MAC-Matrix für Vergleichszwecke.

Die rechten Eigenvektoren Φ_r des vibroakustischen Systems genügen dem Eigenwertproblem $(-\omega^2 \mathbf{M}_{va} + \mathbf{K}_{va}) \Phi_r = \mathbf{0}$ (5)

Mit den Eigenkreisfrequenzen ω . Die zugehörigen linken Eigenvektoren Φ_l erfüllen das Eigenwertproblem

$$\Phi_l^T (-\omega^2 \mathbf{M}_{va} + \mathbf{K}_{va}) = \mathbf{0}^T. \quad (6)$$

Das WLRMAC-Kriterium zur Berechnung der Korrelation zwischen den Eigenvektoren Φ_{rA} und Φ_{rB} ist definiert als

$$\text{WLRMAC} = \frac{(\Phi_{rA}^H W \Phi_{rB})(\Phi_{rB}^H W \Phi_{rA})}{(\Phi_{rA}^H W \Phi_{rA})(\Phi_{rB}^H W \Phi_{rB})}, \quad (7)$$

wobei als Gewichtungsmatrix $W = M_{va}$ oder $W = K_{va}$ gewählt werden kann [3]. Die linken Eigenvektoren Φ_{rA} und Φ_{rB} hängen gemäß [3] mit den rechten Eigenvektoren Φ_{rA} und Φ_{rB} zusammen und können bei der experimentellen Modalanalyse aus diesen berechnet werden. Für eine korrekte Gewichtung muss die vibroakustische Massenmatrix oder die vibroakustische Steifigkeitsmatrix ausreichend genau bekannt sein.

Zur Untersuchung des vibroakustischen Systems in Bild 1 werden die Eigenvektoren Φ_{rA} mit den Parametern $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 20 \text{ kg}$, $k_1 = 80 \text{ kN/mm}$, $k_2 = 400 \text{ kN/mm}$, $V_1 = 0.16 \text{ dm}^3$, $V_2 = 0.325 \text{ dm}^3$, $E = 1.4 \cdot 10^9 \text{ Pa}$, $l_1 = 157.5 \text{ mm}$, $l_2 = 160 \text{ mm}$, $A_l = 16\pi \text{ mm}^2$, $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$ und $A_k = 2000 \text{ mm}^2$ berechnet. Für die Bestimmung der Eigenvektoren Φ_{rB} werden k_1 und k_2 mit dem Faktor 0.25 multipliziert; l_1 und l_2 werden vervierfacht. Eine ähnliche Situation könnte beim Vergleich zwischen experimentell und theoretisch bestimmten Eigenformen entstehen. Mit einer Gewichtung durch die vibroakustische Massenmatrix des ursprünglichen Systems ergibt sich die WLRMAC-Matrix zu

$$\begin{bmatrix} 0.996 & 0.008 & 0.001 & -0.003 & -0.001 \\ 0.006 & 1.015 & 0.012 & -0.031 & -0.003 \\ 0.000 & 0.007 & 1.020 & -0.027 & -0.000 \\ -0.001 & -0.025 & -0.032 & 1.055 & 0.004 \\ -0.001 & -0.004 & -0.001 & 0.006 & 1.001 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Diese Matrix enthält sowohl negative Werte als auch Werte größer als 1. Bei gedämpften Systemen könnte die Formel (7) auch komplexe Werte ergeben.

Für die MAC-Matrix des mechanischen Ersatzsystems erhält man

$$\begin{bmatrix} 0.970 & 0.011 & 0.009 & 0.005 & 0.000 \\ 0.004 & 0.887 & 0.071 & 0.032 & 0.003 \\ 0.000 & 0.001 & 0.995 & 0.007 & 0.014 \\ 0.000 & 0.018 & 0.161 & 0.829 & 0.058 \\ 0.000 & 0.003 & 0.005 & 0.005 & 0.994 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Zwei Hauptdiagonalelemente unterschreiten die für eine gute Korrelation bewährte Grenze von 0.9 [11]; die bewährte Grenze von 0.1 wird von einem Nebendiagonalelement überschritten. Die WLRMAC-Matrix (8) zeigt diese Effekte nicht und könnte daher falsch interpretiert werden. Für einen treffsicheren Vergleich zwischen experimentell und theoretisch bestimmten Eigenformen wurde das Konzept des WLRMAC deshalb weiterentwickelt [12].

3. RCC und RMAC für ein Rotorsystem

Für Rotorsysteme mit unsymmetrischen Systemmatrizen wurde in [5] das RCC vorgeschlagen und anhand des in Bild 3 dargestellten Rotors numerisch untersucht. Der Rotor besteht aus einer starren Scheibe und zwei flexiblen Wellenstückchen, die als finite Balkenelemente mit Vernachlässigung der Schubdeformation modelliert wurden. Die Bewegung des Rotors wurde mit je drei Verschiebungen und drei Rotationen in den Ebenen $x - z$ und $y - z$ beschrieben.

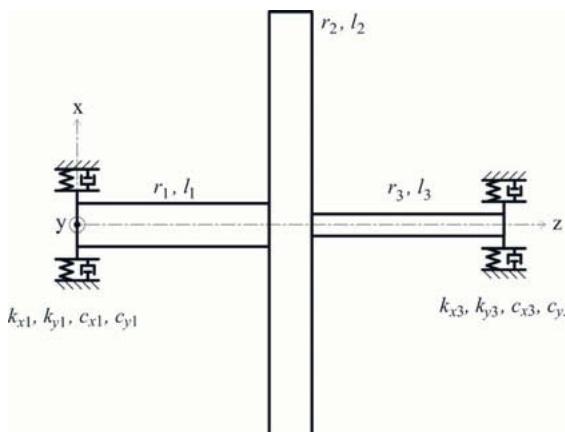


Bild 3: Schema eines flexiblen Rotors.

Die Massenmatrix \mathbf{M} , die Dämpfungsmaßmatrix \mathbf{C} , die gyroskopische Matrix \mathbf{G} und die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} sind in [5] angegeben und wurden dort auch auf ein Modell mit sechs Verschiebungsfreiheitsgraden reduziert.

Die Eigenwerte λ und die zugehörigen rechten und linken Eigenvektoren Ψ_r und Ψ_l des Rotorsystems erfüllen die Beziehungen

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda(\mathbf{C} + \mathbf{G}) + \mathbf{K})\Psi_r = \mathbf{0} \quad (10)$$

und

$$\Psi_l^T (\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda(\mathbf{C} + \mathbf{G}) + \mathbf{K}) = \mathbf{0}^T. \quad (11)$$

Mit der Abkürzung

$$S_{AB} = \Psi_{IA}^T \mathbf{K} \Psi_{IB} - \lambda_A \lambda_B \Psi_{IA}^T \mathbf{M} \Psi_{IB} \quad (12)$$

erhält man das RCC-Kriterium zur Berechnung der Korrelation zwischen den Eigenvektoren Ψ_{rA} und Ψ_{rB} als

$$\text{RCC} = \frac{|S_{AB}| |S_{BA}|}{|S_{AA}| |S_{BB}|}. \quad (13)$$

Zur Gewichtung ist sowohl die Massen- als auch die Steifigkeitsmatrix erforderlich. Neben den Eigenwerten λ_A und λ_B werden auch die linken Eigenvektoren Ψ_{IA} und Ψ_{IB} benötigt. Für das Beispiel in Bild 3 können diese gemäß [10] aus den rechten Eigenvektoren berechnet werden. Zur Berechnung des RMAC-Kriteriums werden die Eigenvektoren Ψ_r gemäß

$$\Psi_r = \begin{bmatrix} \Psi_{xr} \\ \Psi_{yr} \end{bmatrix} \quad (14)$$

in die Ebenen $x - z$ und $y - z$ unterteilt. Aus Massen- und Steifigkeitsmatrix werden die entsprechenden Submatrizen \mathbf{M}_x , \mathbf{M}_y , \mathbf{K}_x und \mathbf{K}_y entnommen. Mit der Abkürzung

$$R_{AB} = \Psi_{xrA}^H \mathbf{K}_x \Psi_{xrb} + \bar{\lambda}_A \lambda_B \Psi_{yrA}^H \mathbf{M}_y \Psi_{yrb} \quad (15)$$

erhält man eine Definition des RMAC-Kriteriums als

$$\text{RMAC} = \frac{R_{AB} R_{BA}}{R_{AA} R_{BB}}. \quad (16)$$

Die alternative Definition ergibt sich durch Vertauschen von x und y . Zur Gewichtung sind jeweils Teile von Massen- und Steifigkeitsmatrix erforderlich. Linke Eigenvektoren werden nicht benötigt.

Bei der Versuchsplanung stellt sich die Frage, wie viele Eigenformen des Rotors aus einer Messung von sechs Verschiebungsfreiheitsgraden zuverlässig bestimmt werden können. Dazu wird das Eigenwertproblem für das Originalsystem gelöst, die Eigenvektoren werden auf die Verschiebungsfreiheitsgrade reduziert, und die Korrelationen der reduzierten Eigenvektoren werden untersucht. Mit den Parametern $r_1 = 10$ mm, $l_1 = 100$ mm, $r_2 = 100$ mm, $l_2 = 20$ mm, $r_3 = 5$ mm, $l_3 = 100$ mm, der Materialdichte $\rho = 7860$ kg/m³, dem Elastizitätsmodul $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ N/m², $k_{x1} = k_{y1} = 30E(r_1^2\pi)/(4l_1^3)$, $k_{x3} = k_{y3} = 0.1k_{x1}$, $c_{x1} = c_{y1} = 0.01\sqrt{k_{x1}\rho l_2 r_2^2\pi/2}$, $c_{x3} = c_{y3} = 0.01\sqrt{k_{x3}\rho l_2 r_2^2\pi/2}$ und der Drehzahl $\omega = 20000$ min⁻¹ wurde die entsprechende auto-RCC-Matrix in [5] bereits berechnet und ist in Bild 4 nochmals dargestellt. Bild 5 zeigt die entsprechende auto-RMAC-Matrix, für die im vorliegenden Beispiel beide Definitionen dasselbe Ergebnis liefern. Verwendet man die für das MAC bewährten Grenzen, so folgt aus RMAC und RCC, dass die ersten beiden Eigenformen mit einer Messung der Verschiebungsfreiheitsgrade erfasst werden können. Ab der dritten Eigenform wird deren Erfassung vom RMAC als kritisch eingestuft; durch das RCC wird dies weniger deutlich. In [12] wird argumentiert, warum die bewährten Grenzen für das RMAC näherungsweise übernommen werden können. Da eine solche Argumentation für das RCC nicht bekannt ist und in [5] ein RCC-Wert größer als 1 gefunden wurde, sollte man an dieser Stelle die Beurteilung durch das RMAC bevorzugen. Beide Kriterien sagen aus, dass die sechste Eigenform ohne Messung von Rotationen nicht von der vierten unterschieden werden kann. Wie in [5] gezeigt wurde, ist das klassische MAC für die Versuchsplanung bei diesem schnelllaufenden Rotor ungeeignet.

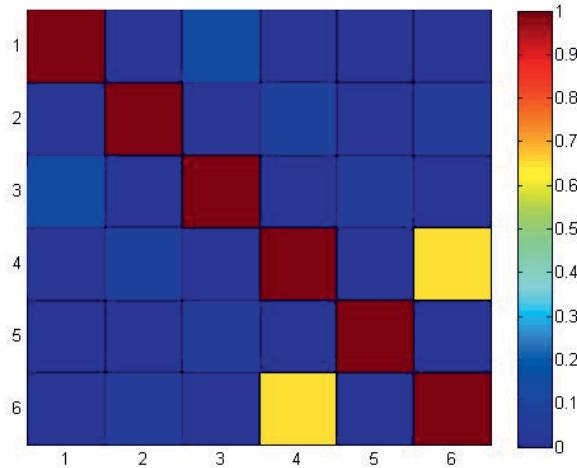


Bild 4: Auto-RCC-Matrix der auf Verschiebungsfreiheitsgrade reduzierten Eigenvektoren.

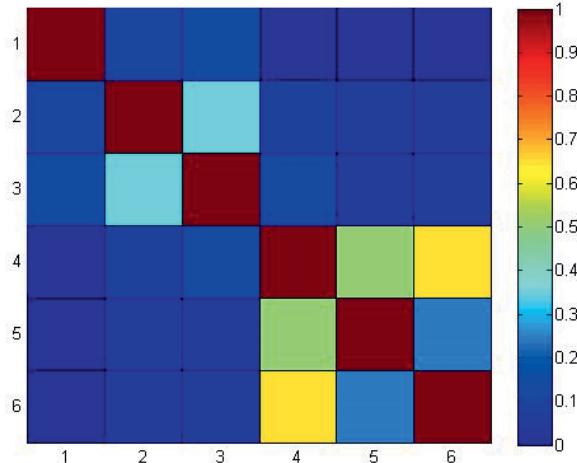


Bild 5: Auto-RMAC-Matrix der auf Verschiebungsfreiheitsgrade reduzierten Eigenvektoren.

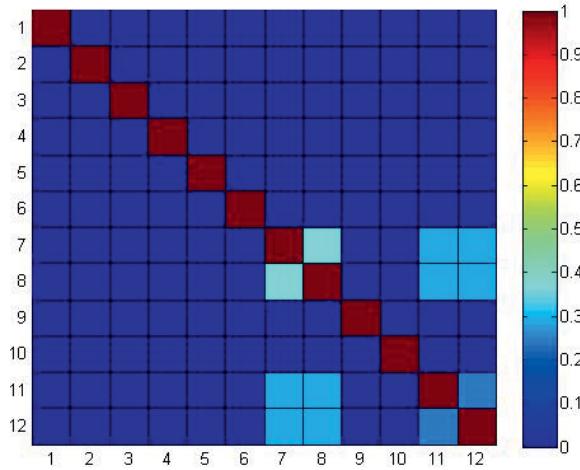


Bild 6: Auto-RCC-Matrix simulerter Messdaten.

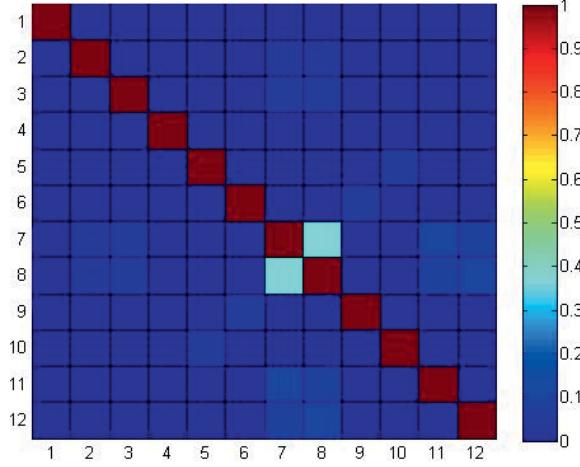


Bild 7: Auto-RMAC-Matrix simulerter Messdaten (1. Definition).

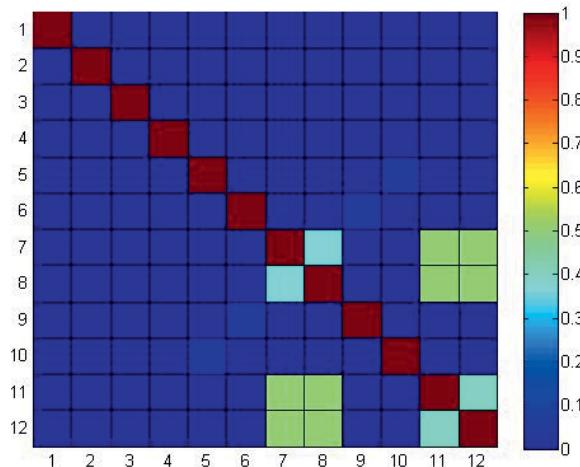


Bild 8: Auto-RMAC-Matrix simulierter Messdaten (2. Definition).

Unter der Annahme, dass alle zwölf Freiheitsgrade gemessen werden können, soll nun die Konsistenz von Eigenformen ermittelt werden, die aus einer Messung stammen könnten. Messfehler werden dadurch simuliert, dass die theoretisch bestimmten Verschiebungen x_1 mit dem Faktor 2 multipliziert werden. Die entsprechende auto-RCC-Matrix ist in Bild 6 dargestellt. Bilder 7 und 8 zeigen die auto-RMAC-Matrizen nach den beiden Definitionen. Sie schätzen die Messfehler etwas unterschiedlich ein; die Einschätzung des RCC liegt dazwischen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die vibroakustische Modellkorrelation befindet sich derzeit in Entwicklung. Die Berechnung von MAC-Matrizen für mechanische Ersatzsysteme ist in der Praxis nicht möglich, weil die akustischen Verschiebungsfreiheitsgrade nicht gemessen werden können. Das WLRMAC kann beim Vergleich zwischen experimentell und theoretisch bestimmten Eigenvektoren in die Irre führen. Neue, aus dem WLRMAC entwickelte Kriterien sind bereits in Begutachtung. Für schnelllaufende Rotoren, bei denen das klassische MAC versagt, kann die Modellkorrelation mit dem RMAC oder dem RCC beurteilt werden. Das RMAC benötigt nur rechte Eigenvektoren, das RCC rechte und linke. Die für das RMAC benötigten Gewichtungsmatrizen sind

Teile der für das RCC erforderlichen Gesamtmatrizen. Obwohl das RCC auf einer allgemeineren Orthogonalitätsrelation beruht, führen RMAC und RCC im untersuchten Beispiel zu ähnlichen Aussagen bei der Versuchsplanung und der Beurteilung von Messdaten.

5. Literaturangaben

- [1] Allemang, R.J. u. Brown, D.L.: A correlation coefficient for modal vector analysis. First International Modal Analysis Conference 1982, S.110-116
- [2] Allemang, R.J.: The modal assurance criterion – twenty years of use and abuse. Sound and Vibration 37 (2003) S. 14-21
- [3] Ouisse, M. u. Foltête, E.: Model correlation and identification of experimental reduced models in vibroacoustical modal analysis. Journal of Sound and Vibration 342 (2015) S. 200-2017
- [4] Mikota, G.: A model correlation criterion for rotors. Journal of Sound and Vibration 441 (2019) S. 106-110
- [5] Mikota, G. u. Ecker, H.: Model correlation for special types of rotor systems. SIRM2019-52, 10 Seiten
- [6] Alkhfaji, S.S. u. Garvey, S.D.: Modal correlation approaches for general second-order systems: matching mode pairs and an application to Campbell diagrams. Journal of Sound and Vibration 330 (2011) S. 5615-5627
- [7] Bucher, I. u. Ewins, D.J.: Modal analysis and testing of rotating structures. Philosophical Transactions of the Royal Society A 359 (2001) S. 61-96
- [8] Meirovitch, L.: A method for the solution of the eigenvalue problem for gyroscopic systems. AIAA Journal 12 (1974) S. 1337-1342
- [9] Meirovitch, L. u. Ryland, G.: Response of slightly damped gyroscopic systems. Journal of Sound and Vibration 67 (1979) S. 1-19
- [10] Mikota, G.: Modal analysis of rotors under special support conditions. Technische Mechanik 37 (2017) S. 250-257
- [11] Ewins, D.J.: Modal Testing: Theory, Practice, and Application. Second Edition, Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd. 2000
- [12] Mikota, G. u. Mikota, J.: Energy related model correlation criteria for modal analysis of fluid-structure interaction systems. Journal of Sound and Vibration, submitted for publication

Bewertung der Auswirkungen von Strukturmodifikationen und Modellvereinfachungen unter Einsatz der FEA-FEA Korrelation auf das Modalverhalten einer Triebwerksgehäusestruktur

M.Sc. **Alexander Hardenberg**, Prof. Dr.-Ing. **Arnold Kühhorn**, Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen, Brandenburgische Technische Universität Cottbus; Dipl.-Ing. **Maren Fanter**, Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG, Blankenfelde-Mahlow

Kurzfassung

Zur Validierung von Finite-Elemente-Modellen (FE) hat sich die Korrelation anhand von Modaldaten bewährt. Über die Eigenfrequenzen und Eigenformen des dynamischen Systems lassen sich etwaige Abweichungen in den Steifigkeits- und Masseneigenschaften identifizieren und die Güte des verwendeten FE-Modells bewerten. Während die Finite-Elemente-Analyse (FEA) zu Test Korrelation mittels Modaldaten sich als Mittel der Wahl zur Validierung von FE-Simulationsmodellen etabliert hat und in einer Vielzahl an Veröffentlichungen diskutiert wurde, findet sich in der Literatur nur sehr wenig zur direkten Korrelation von FE-Analysemödellen. Durch die Korrelation von FE-Modellen lassen sich wertvolle Erkenntnisse über das Strukturverhalten gewinnen, welche sowohl zur Verringerung von möglichen Idealisierungs- und Diskretisierungsfehlern genutzt werden können als auch zu einem besseren Modellverständnis beitragen. Trotz stetig wachsender Rechenleistung kommen in einer Vielzahl an Anwendungen weiterhin mehr oder weniger stark vereinfachte FE-Modelle zum Einsatz, bei deren Modellierung diverse vereinfachende Annahmen zu treffen sind, welche von der Modellierung von Verbindungssteifigkeiten bis hin zur Abstraktion der Geometrie mittels Schalen- und Balkenelementen reichen können. Im Rahmen dieses Papers werden anhand einer Triebwerksgehäusestruktur die einzelnen Schritte zur Durchführung einer FEA-FEA Korrelation vorgestellt, welche nötig sind, um komplexe Strukturen mit mehreren Millionen Freiheitsgraden effizient zu korrelieren und sie für eine detaillierte Auswertung zugänglich zu machen. Anschließend werden exemplarisch unterschiedliche Modellierungen, wie eine Kopplung von Schalen- mit 3D-Elementen, hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Eigenverhalten untersucht und verschiedene Kriterien zur Bewertung der FEA-FEA Korrelation, wie die Verzerrungsenergieverteilung oder das MAC-Kriterium, diskutiert. Es wird gezeigt, wie die aus der Korrelation gewonnenen Daten zur Bewertung von Modellierungsannahmen

eingesetzt werden können und wie diese sich zum Auffinden sensitiver Modellregionen nutzen lassen.

1. Einleitung

Die FE-Modellierung komplexer Strukturen ist stets mit einer Vielzahl an vereinfachenden Annahmen verbunden. Durch die bei der Modellbildung getroffenen Vereinfachungen ergeben sich unvermeidliche Abweichungen zwischen dem simulierten und realen Strukturverhalten. Eine in der Praxis häufig verwendete Methode die Abweichungen zwischen simulierter und gemessener Struktur zu reduzieren besteht in der computer-gestützten Modellanpassung. Dabei werden ausgewählte Modellparameter derart angepasst, dass etwaige beobachtbare Abweichungen minimiert werden. Ist die verwendete Modellstruktur nicht frei von Idealisierungs- und Diskretisierungsfehlern, so kann eine derartige Anpassung zu physikalisch inkonsistenten Modellen führen, welche zwar das Strukturverhalten in einem gewissen Bereich nachbilden können, jedoch nicht in der Lage sind darüber hinaus Aussagen, wie z. B. zur Vorhersage des Einflusses von Struktur-modifikationen, zu treffen [1]. Demnach ist es von großer Wichtigkeit den Einfluss unterschiedlicher Modellierungen auf die Modellstruktur hinsichtlich daraus resultierender Abweichungen und deren Einfluss auf das Modellverhalten zu quantifizieren und bewerten zu können. Exemplarisch soll der Einfluss unterschiedlicher Modellierungen am Beispiel eines Triebwerksturbinengehäuses durch den Vergleich mit einem feinvernetzten 3D-FE-Referenzmodell untersucht werden. Im Gegensatz zur Korrelation der Analysedaten mit gemessenen Testdaten, bietet die FEA-FEA Korrelation den Vorteil, dass die verfügbaren Daten keinerlei Einschränkungen bezüglich Messbarkeit und Messgenauigkeit unterliegen. Sie eignet sich deshalb insbesondere bei der Bewertung von Modellierungsentscheidungen hinsichtlich der Verbesserung der Rechenbarkeit und Effizienz des Analysemodells als auch zur Verbesserung der Modellstruktur.

2. Modellierte Testmodelle

Bild 1 zeigt die modellierte Gehäusestruktur einer zweistufigen Hochdruckturbine. Wesentliche Merkmale stellen die Leitschaufelaufhängungen sowie die Versteifungsstrukturen für die Lagerkammerbefestigung und Versorgungsleitungen dar. Als Referenzmodell a) dient ein feinvernetztes 3D-Modell bestehend aus rund 654.000 quadratischen Tetraeder-Elementen, welches als auskonvergiert bezüglich der Eigenfrequenzen angesehen wird. Gegen das erstellte Referenzmodell sollen fünf Modelle verschiedener Vereinfachungsstufen korreliert werden. Das Modell mit dem höchsten Detailgrad weist dabei eine gemischt dimensionale (hybride) Modellierung mit Tetraeder-Elementen b) für die Versteifungsstrukturen und den

hinteren Flansch auf, welche über Zwangsgleichungen, sog. Multi-Point-Constraints (MPCs), mit Schalenelementen

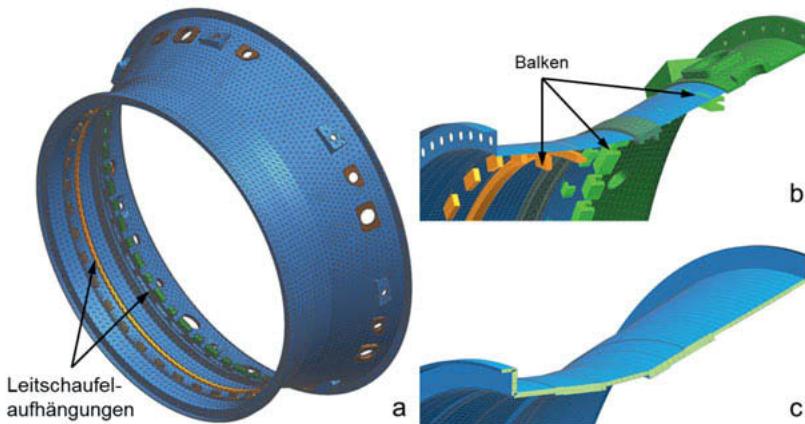


Bild 1: Referenzmodell a), Hybridmodell b), Schalenmodell ohne Balken c)

gekoppelt sind. Die Leitschaufelaufhängungen (NGV) wurden bei allen Vergleichsmodellen über Balkenelemente abgebildet (Bild 1b). Bei allen weiteren Vergleichsmodellen wurde die Gehäusestruktur ausschließlich mittels Schalenelementen approximiert. Der wesentliche Unterschied besteht in der Modellierung der Leitschaufelaufhängungen, wobei ein Modell komplett ohne Aufhängungen modelliert wurde c) und die restlichen drei über alle bzw. nur die vorderen oder hinteren Leitschaufelaufhängungen verfügen.

3. Modellkorrelation

Zur Ermittlung der Abweichungen zwischen Analyse- und Referenzmodell hat sich die Korrelation anhand von Modaldaten bewährt. Durch die Überführung in den Modalraum lassen sich die Steifigkeits- und Masseneigenschaften der Struktur mittels ihrer Eigenfrequenzen und Eigenformen bzw. deren Eigenvektoren darstellen. Die Bewertung der Korrelation erfolgt dann meist über die relative Abweichung in den Eigenfrequenzen sowie über das Maß der Übereinstimmung der Eigenformen. Das gängigste Kriterium zur Bewertung der Eigenformkorrelation stellt das s. g. MAC-Kriterium (engl. Modal Assurance Criterion) dar, welches mathematisch dem Kosinus des Winkels zwischen zwei Vektoren entspricht. Der MAC-Wert nimmt Werte zwischen null und eins an. Bei einem MAC-Wert von eins sind die Eigenvektoren $\{\phi\}$ kollinear, bei einem MAC-Wert von null orthogonal.

$$MAC = \frac{|\{\phi_r\}^T \{\phi_a\}|^2}{(\{\phi_r\}^T \{\phi_r\})(\{\phi_a\}^T \{\phi_a\})} \quad r - \text{Referenz}, a - \text{Analyse} \quad (2.1)$$

Voraussetzung für die Anwendung des MAC-Kriteriums als auch vieler anderer Korrelationsmethoden ist, dass die Dimension der Eigenvektoren übereinstimmt. Da die zu korrelierenden Modelle jedoch in der Regel unterschiedliche Netze aufweisen, muss zunächst eine räumliche Korrelation der Netzknoten erfolgen. Im Gegensatz zur Korrelation gegen Testdaten, welche meist nur aus einer geringen Anzahl an Messpunkten bestehen, kann es insbesondere bei der Korrelation zweier 3D-FE-Modelle notwendig sein, eine hohe Anzahl an Punkten zu korrieren. Bei der räumlichen Korrelation zweier Netze soll zu jedem Knoten der jeweils nächste Nachbarknoten innerhalb eines gegebenen Radius gefunden werden. Die Verwendung eines effizienten Suchalgorithmus ist dabei unabdingbar, um langwierige Rechenzeiten zu vermeiden.

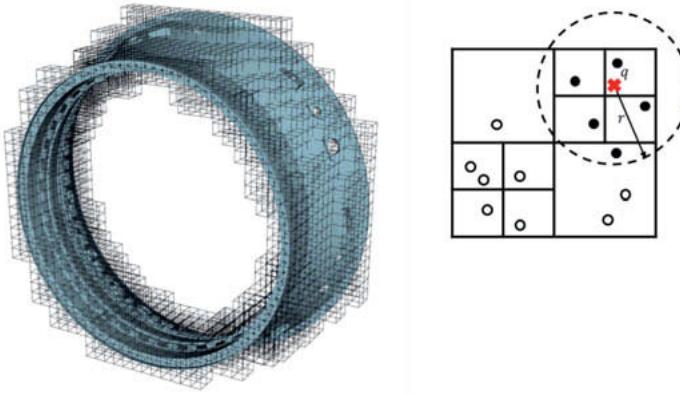


Bild 2: Octree (links), Nachbarpunkte zum Punkt q innerhalb des Suchradius (rechts)

Für die Nachbarpunktsuche großer Punktwolken im dreidimensionalen Raum eignet sich insbesondere die in der Computergrafikverarbeitung verbreitete Octree-Datenstruktur. Dabei wird die Suche nach Nachbarpunkten durch die Unterteilung der Struktur in würfelförmige Volumina, s. g. Oktanten, beschleunigt. Durch die aufgebaute Octree-Datenstruktur lässt sich die Anzahl der zu überprüfenden Punktabstände erheblich reduzieren, da zu jedem Punkt nur die Punkte von Oktanten überprüft werden müssen, welche innerhalb des Suchradius liegen (Bild 2) [2]. Mit Hilfe des vorgestellten Suchalgorithmus lassen sich auch große Datenmengen innerhalb von wenigen Sekunden effizient korrieren. Neben der Korrelation der Netzknoten zur Dimensionsanpassung der Eigenvektoren lässt sich der Suchalgorithmus

auch bei der Datenpartitionierung der Analyseergebnisse nutzen. Durch die Einteilung der Struktur in Teilstrukturen entweder mit Hilfe von definierten Suchbereichen oder vordefinierten Elementgruppen, können über die Betrachtung der Eigenfrequenzen und Eigenformen hinaus, die Verteilungen der potenziellen und kinetischen Energie zur Bewertung der Modellstruktur herangezogen werden. Für die Modellvergleiche wurde das Turbinengehäuse entsprechend Bild 3 in sechs Teilbereiche unterteilt und die dazugehörigen Elemente mit Hilfe der Octree-Suche den einzelnen Bereichen automatisiert zugeordnet.

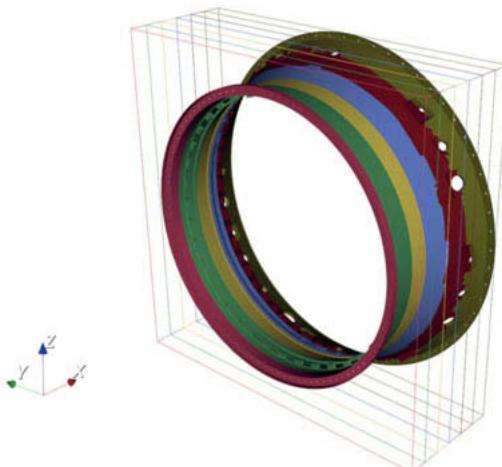


Bild 3: Partitioniertes Turbinengehäuse mit 6 äquidistanten Axialschnitten

Im Falle des Turbinengehäuses ist vor der eigentlichen MAC-Korrelation zu beachten, dass aufgrund der quasi-rotationssymmetrischen Struktur des Gehäuses doppelte Eigenmoden auftreten, welche um einen bestimmten Winkel zueinander verdreht sind. Für die MAC-Korrelation bedeutet dies, dass trotz visueller Übereinstimmung der Eigenformen, die dazugehörigen Eigenvektoren nicht mehr kollinear sind und die Anwendung des MAC-Kriteriums somit zu niedrige Werte liefert. Eine Korrektur der resultierenden Eigenvektoren kann unter Ausnutzung der Eigenschaft erfolgen, dass jede Linearkombination von zwei Eigenvektoren eines Eigenvektorpaares wieder einen gültigen Eigenvektor ergibt [3]. Die Koeffizienten können dabei z. B. mit Hilfe der Moore-Penrose-Pseudoinversen bestimmt werden. Bei der Bestimmung der doppelten Eigenmoden muss beachtet werden, dass bei etwaigen Störungen der Symmetrie keine vollständig identischen Eigenfrequenzen auftreten, sondern eine gewisse Frequenzabweichung vorhanden ist. Insbesondere bei eng benachbarten Moden, kann dies die Bestimmung doppelter Eigenmoden erschweren, da mehrere Moden innerhalb

eines Frequenzbandes liegen können. Nachdem die Eigenvektoren auf diesem Weg korrigiert wurden, kann eine paarweise Zuordnung der Eigenformen über den MAC-Wert erfolgen. Für alle Modelle wurden jeweils die ersten 50 Moden berechnet, wobei die ersten sechs Moden aufgrund der verwendeten frei-frei Randbedingung den Starrkörpermoden entsprechen und somit bei der Korrelation keine Betrachtung finden.

Tabelle 1: Korrelationsstatistik der modellierten Vergleichsmodelle

	$\bar{\Delta f}$ [%]	Δf_{max} [%]	# Δf_{max}	# korreliert	\bar{MAC}
Schale ohne Balken	-0,08 %	-6,70 %	22	32	0,97
Schale ohne hintere Balken	1,10 %	5,03 %	19	32	0,98
Schale ohne vordere Balken	-1,53 %	-6,70 %	22	32	0,98
Schale mit Balken	-0,40 %	-3,10 %	34	28	0,99
Hybrid	-0,84 %	-2,55 %	34	35	0,98

Nach Durchführung der oben genannten Schritte ergeben sich die in Tabelle 1 ersichtlichen Werte für den mittleren Eigenfrequenzfehler $\bar{\Delta f}$, die maximale Frequenzabweichung Δf_{max} , die Anzahl korrelierter Moden # Δf_{max} sowie den mittleren MAC-Wert der korrelierten Moden \bar{MAC} . In allen Fällen konnten die ersten 28 elastischen Moden mit einem MAC-Wert > 0,9 zugewiesen werden. Für das Hybridmodell lassen sich insgesamt 35 Moden mit Hilfe des MAC-Wertes korrelieren, wobei der maximale Fehler von -2,55 % in der 34-ten Eigenfrequenz auftritt sowie ein Fehler in der ersten Eigenfrequenz von -1,44 %. Im Vergleich dazu weist das am stärksten vereinfachte Schalenmodell, ohne Berücksichtigung der Leitschauflaufhängungen und Versteifungsstrukturen, den durchschnittlich niedrigsten Frequenzfehler auf. Der maximale Frequenzfehler tritt in der 22-ten Eigenfrequenz mit -6,7 % auf. Der relative Fehler in der Grundfrequenz liegt hingegen mit 1,0 % niedriger als beim Hybridmodell. Durch die Berücksichtigung der hinteren Leitschauflaufhängung über Balkenelemente (Schale ohne vordere Balken) wird keine Veränderung des maximalen Frequenzfehlers gegenüber dem reinen Schalenmodell erreicht, zusätzlich steigt die mittlere Frequenzabweichung entsprechend Tabelle 1 auf -1,53 %. Die zusätzlichen Balkenelemente haben jedoch einen positiven Effekt auf den zweithöchsten Frequenzfehler in der 19-ten Eigenform, welcher sich von 5,0 % auf 1,7 % reduziert. Werden nur die vorderen Leitschauflaufhängungen mittels Balkenelementen modelliert, sinkt der maximale Fehler in der 22-ten Eigenfrequenz von -6,7 % auf -1,2 %, während der Frequenzfehler der 19-ten Mode nahezu unverändert bleibt. Werden sowohl die vorderen als auch die hinteren Leitschauflaufhängungen mitmo-

delliert, tritt der maximaler Frequenzfehler mit -3,1 %, wie beim Hybridmodell, in der 34-ten Eigenfrequenz auf.

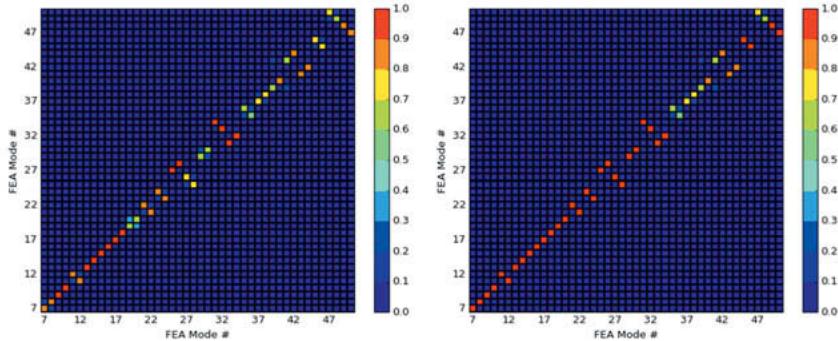


Bild 4: MAC-Matrix vor (links) und nach der Symmetriekorrektur (rechts)

Bild 4 zeigt die MAC-Matrix für die Korrelation des reinen Schalenmodells ohne Leitschaufelaufhängungen mit dem Referenzmodell vor und nach der Eigenvektorkorrektur.

Bezogen auf die ersten 34 Eigenmoden, lässt sich demnach bereits mit einem stark vereinfachten Modell eine hohe Korrelation der Eigenformen sowie eine verhältnismäßig geringe Frequenzabweichung erreichen.

4. Energieverteilung

Tabelle 2: Verzerrungsenergieverteilung des Hybridmodells

Mode #	Δf [%]	MAC	Schnitt 1	Schnitt 2	Schnitt 3	Schnitt 4	Schnitt 5	Schnitt 6
15	-0,49	0,98	15 %	20 %	13 %	22 %	8 %	21 %
16	-0,49	0,98	15 %	20 %	14 %	22 %	8 %	21 %
17	0,20	1,00	23 %	24 %	13 %	15 %	6 %	19 %
18	0,15	1,00	23 %	23 %	13 %	15 %	6 %	19 %
19	-0,05	1,00	22 %	11 %	8 %	18 %	10 %	31 %
20	-0,03	1,00	22 %	11 %	8 %	18 %	10 %	31 %
21	-0,09	1,00	7 %	25 %	19 %	23 %	8 %	19 %
22	-0,16	1,00	7 %	25 %	19 %	23 %	9 %	19 %

Durch die Unterteilung der Struktur in Teilstrukturen entsprechend Bild 3 lässt sich die prozentuale Verteilung der Verzerrungsenergie durch Summation der Elementenergien der zugehörigen Schnitte darstellen (Tabelle 2). Die Darstellung ermöglicht sowohl die Einteilung der Eigenformen in lokale und globale Schwingformen auf Komponentenebene als auch im vorliegenden Fall das Auffinden von doppelten Modenpaaren.

5. Methode zur Beurteilung der Modellkonsistenz

Nachfolgend soll mit Hilfe der Verzerrungsenergieverteilung eine Methode zur Beurteilung der Modellkonsistenz bezüglich der Massen- und Steifigkeitseigenschaften (Matrizen $[M]$ und $[K]$) des Referenzmodell entwickelt werden. Ausgehend vom Eigenwertproblem

$$([K] - \lambda[M])\{\phi\} = 0, \quad (5.1)$$

folgt nach Linksmultiplikation mit dem transponierten Eigenvektor $\{\phi\}^T$:

$$\{\phi\}^T [K] \{\phi\} = \lambda \{\phi\}^T [M] \{\phi\} \quad (5.2)$$

Folglich lässt sich der Eigenwert λ ausdrücken durch den s. g. Rayleigh-Quotient:

$$\lambda = \frac{\{\phi\}^T [K] \{\phi\}}{\{\phi\}^T [M] \{\phi\}} = \frac{k}{m} \quad (5.3)$$

mit der generalisierten Masse m und der generalisierten Steifigkeit k .

Die Verzerrungsenergie E_{pot} bzw. die kinetische Energie E_{kin} einer Mode lässt sich dann ausdrücken über:

$$E_{pot} = \frac{1}{2} \{\phi\}^T [K] \{\phi\} = \frac{1}{2} k \quad (5.4)$$

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \lambda \{\phi\}^T [M] \{\phi\} = \frac{1}{2} \lambda m \quad (5.5)$$

Für die Abweichung des Eigenwertes zwischen Referenz- und Analysemodell lässt sich demnach schreiben:

$$\Delta\lambda = \lambda^a - \lambda^r = \frac{k^a}{m^a} - \frac{k^r}{m^r} \quad (5.6)$$

Im Falle massennormalisierter Eigenvektoren ($m = 1$) lässt sich $\Delta\lambda$ als Summe der Differenzen der generalisierten Steifigkeiten aus den Schnitten n bzw. als Summe der Differenzen der Teilenergien Δe auffassen:

$$\Delta\lambda = \sum_{i=1}^n (k_i^a - k_i^r) = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (E_{pot,i}^a - E_{pot,i}^r) = 2 \cdot \sum_{i=1}^n \Delta e_{pot,i} \quad (5.7)$$

$$\Delta\lambda = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (E_{kin,i}^a - E_{kin,i}^r) = 2 \cdot \sum_{i=1}^n \Delta e_{kin,i} \quad (5.8)$$

Mit

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda^r} \cdot 100 \% = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta e_{kin,i}}{\lambda^r} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta e_{pot,i}}{\lambda^r} \quad (5.9)$$

lassen sich die relativen Eigenwertabweichungen über die Energiedifferenzen der Teilbereiche, hier exemplarisch für das reine Schalenmodell (Tabelle 3 und 4), darstellen. Dabei bezeichnen Δe^- und Δe^+ die Summe der negativen bzw. positiven Anteile an der Gesamtabweichung.

Tabelle 3: Verteilung der Verzerrungsenergieabweichung

a	r	Schnitt 1	Schnitt 2	Schnitt 3	Schnitt 4	Schnitt 5	Schnitt 6	$\Delta\lambda$ [%]	$\Delta\epsilon^-$ [%]	$\Delta\epsilon^+$ [%]
15	15	-2,1 %	-2,2 %	13,6 %	-1,8 %	0,3 %	-6,6 %	1,2	-12,7	13,9
16	16	-2,1 %	-2,2 %	13,5 %	-1,8 %	0,2 %	-6,5 %	1,0	-12,7	13,7
17	17	7,3 %	-14,2 %	0,6 %	-2,6 %	-1,9 %	4,6 %	-6,2	-18,7	12,5
18	18	7,2 %	-14,1 %	0,6 %	-2,6 %	-2,3 %	4,3 %	-6,9	-19,0	12,1
19	19	5,9 %	-0,9 %	3,9 %	-2,9 %	-1,1 %	5,1 %	10,0	-4,9	14,9
20	20	5,5 %	-1,1 %	3,7 %	-3,3 %	-1,0 %	5,3 %	9,1	-5,5	14,6
21	22	0,5 %	-12,9 %	7,1 %	-3,2 %	-1,3 %	-3,1 %	-13,0	-20,6	7,6
22	21	0,5 %	-13,0 %	7,1 %	-3,2 %	-0,8 %	-2,6 %	-12,1	-19,7	7,6

Tabelle 4: Verteilung der kinetischen Energieabweichung

a	r	Schnitt 1	Schnitt 2	Schnitt 3	Schnitt 4	Schnitt 5	Schnitt 6	$\Delta\lambda$ [%]	$\Delta\epsilon^-$ [%]	$\Delta\epsilon^+$ [%]
15	15	0,2 %	2,9 %	9,6 %	2,6 %	-7,3 %	-6,8 %	1,2	-14,1	15,3
16	16	0,2 %	2,9 %	9,5 %	2,5 %	-7,4 %	-6,6 %	1,0	-14,0	15,0
17	17	2,3 %	-10,0 %	-2,9 %	-4,3 %	1,0 %	7,7 %	-6,2	-17,2	11,0
18	18	2,2 %	-10,2 %	-3,0 %	-4,3 %	1,0 %	7,3 %	-6,9	-17,5	10,6
19	19	2,3 %	0,3 %	1,3 %	0,4 %	-3,4 %	9,2 %	10,0	-3,4	13,4
20	20	2,2 %	0,3 %	1,1 %	-0,5 %	-3,2 %	9,3 %	9,1	-3,7	12,9
21	22	0,0 %	-6,8 %	2,6 %	-3,7 %	-0,7 %	-4,4 %	-13,0	-15,6	2,6
22	21	0,1 %	-6,4 %	2,7 %	-3,7 %	-0,9 %	-3,7 %	-12,1	-14,8	2,7

Die positiven und negativen Anteile der Abweichungsanteile aus den Schnitten lassen Rückschlüsse bezüglich der Modellstruktur bzw. der Modellkonsistenz zu. In Abbildung 5 werden zur Bewertung der Modellstruktur die mittleren Betragssummen der positiven und negativen Abweichungsanteile der korrelierten Moden gebildet.

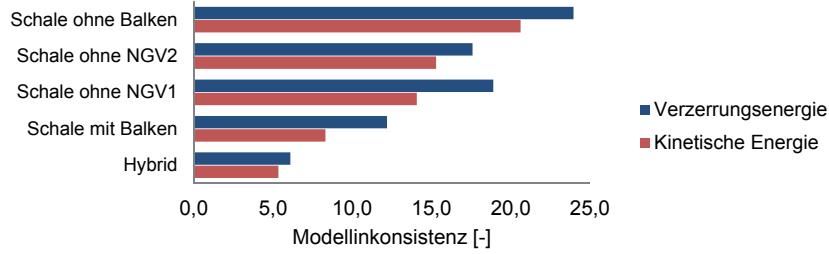


Bild 5: Bewertung der Modellstruktur über mittlere Betragssumme der Abweichungsanteile

Je höher die Abweichungsanteile, desto höher die Modellinkonsistenz in Bezug auf das Referenzmodell. Demnach weist das Hybridmodell die geringste Modellinkonsistenz auf, wäh-

rend das reine Schalenmodell ohne modellierte Leitschaufelaufhängungen zwar nach der Modellkorrelation in Abschnitt 3 als äquivalentes Ersatzmodell zur Beschreibung der ersten 28 Moden angesehen werden kann, jedoch eine abweichende Energieverteilung innerhalb der Struktur besitzt. Die geringen Frequenzabweichungen und damit die geringe Abweichung in der Gesamtenergie der Moden sind dabei als Fehlerüberlagerungen interpretierbar. Die physikalische Konsistenz bezüglich der realen Struktur wird durch die Modellunsicherheit des Referenzmodells beschränkt. Darüber hinaus können Tabellen 3 und 4 auch mögliche Anhaltspunkte zur Lokalisierung etwaiger Unterschiede in der Modellstruktur geben. So weist das reine Schalenmodell demnach für das Modenpaar 21-22 mit der maximalen Frequenzabweichung eine hohe Energieabweichung in Schnitt 2 auf. Dies entspricht der Position der vorderen Aufhängungen, wobei sich der Frequenzfehler, wie in Abschnitt 3 festgestellt, durch die Modellierung mit Balkenelementen effektiv verringern lässt.

6. Zusammenfassung

Durch Anwendung moderner Datenstrukturen und Algorithmen lassen sich auch große FE-Modelle korrelieren. Durch die FEA-FEA Korrelation können unterschiedliche Modellierungen und Strukturmodifikationen hinsichtlich der Modellstruktur verglichen werden. Die Partitionierung der Modaldaten erlaubt es die Energieverteilung innerhalb der Struktur darzustellen. Darauf aufbauend lassen sich die resultierenden Energieabweichungen mit der Eigenwertabweichung in Zusammenhang setzen und diese zur Bewertung der Modellkonsistenz sowie zum Auffinden von Modellierungsabweichungen nutzen.

Danksagungen

Diese Veröffentlichung ist im Rahmen des durch das Förderprogramm ProFIT der Investitionsbank des Landes Brandenburg mit finanzieller Unterstützung des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung geförderten Forschungsprojektes Verfahren der Industrie 4.0 für die Triebwerks-Vorauslegung (Nr. 80173194) entstanden.

Literatur

- [1] Link, M.: Was kann man von rechnerisch auf Testdaten angepassten Finite Elementen Modellen erwarten? VDI-Schwingungstagung, VDI-Bericht 1550, Düsseldorf, 2000
- [2] Behley, J., Steinhage, V. u. Cremers, A.: Efficient radius Neighbor Search in Three-dimensional Point Clouds. IEEE international conference on robotics and automation, ICRA 2015, 3625-3630, Seattle, 2015
- [3] Schedlinski, C.: Computergestützte Modellanpassung rotationssymmetrischer Systeme. Konferenzband VDI-Schwingungstagung 2004, Wiesloch, 2004

Mehrköpersimulations-Modell einer Offset-Druckmaschine als Digitaler Zwilling zur Berechnung von Druckqualitäts-Kennwerten

Dr.-Ing. Nicklas Norrick, Dipl.-Ing. Stefan Mutschall,
Heidelberger Druckmaschinen AG, Wiesloch

Kurzfassung

Bogenoffset-Druckmaschinen drucken mehrfarbige Bilder indem die einzelnen Farbauszüge in nacheinander angeordneten Druckwerken auf das Papier gebracht werden. Das Papier wird über Zylinder durch die Maschine geführt. Dabei wird der synchrone Antrieb der papierführenden Zylinder über einen durchgehenden Räderzug sichergestellt. Zusammen mit dem nachgiebigen Gestell der Maschine stellt dieser ein komplexes Schwingungssystem dar, welches durch eine Vielzahl an Mechanismen angeregt wird. Die Schwingungen der Maschine wirken sich direkt auf die Druckqualität aus, da die einzelnen Farben beim Mehrfarbendruck exakt übereinander passen müssen. Der sogenannte Farbpasser darf von Bogen zu Bogen nicht schwanken, wobei Schwankungsamplituden von wenigen μm schon zu inakzeptablen Druckergebnissen führen. Die anregenden Frequenzen bzw. Ordnungen in der Druckmaschine findet man als Farbpasserschwankung auf den bedruckten Bögen wieder. Mit einem maschinendynamischen Modell der Druckmaschine lassen sich die Auswirkungen der Anregungen auf das System nachbilden und somit wiederum Vorhersagen über modale Größen und indirekt auch Aussagen zur Druckqualität treffen.

In diesem Beitrag wird gezeigt, wie ein Mehrköpersimulations-Modell einer Offset-Druckmaschine aufgebaut werden kann, welches sämtliche Nachgiebigkeiten in der Maschine physikalisch abbildet, alle relevanten Schwingungsanregungen sowie den Einfluss der Hauptantriebsregelung beinhaltet. Darüber hinaus wird der Reihenbauweise der Maschine Rechnung getragen, indem ein modularer Modellaufbau gewährleistet ist. Das Modell erlaubt die detaillierte Abbildung des Schwingungsverhaltens der Druckmaschine im Betrieb und erlaubt die Berechnung von vielfältigen dynamischen Prozessen an der Druckmaschine. Das Modell wird anhand von umfangreichen Messungen validiert.

Im Folgenden wird anhand von zwei Beispielen gezeigt, wie sich das Modell einsetzen lässt. Zum einen wird die Auswirkung einer mechanischen Änderung auf das dynamische Verhalten vorausberechnet, zum anderen wird mittels eines nachgeschalteten Post-Processings die Druckqualität im Druckbetrieb vorhergesagt. Mit dem vorgestellten Modell ist es möglich,

die Auswirkung von mechanischen oder regelungstechnischen Veränderungen an der Druckmaschine direkt in Druckqualitätskennwerten anzugeben. Durch diese Vorhersagen lassen sich letztlich Zeit und Kosten bei der Maschinenentwicklung und -produktion sparen.

Abstract

Sheet-fed offset printing presses print multicolored images by printing individual color separations on sheets of paper in successive printing units. The sheets are fed through the machine via cylinders equipped with gripping mechanisms. The synchronous drive of the paper-guiding cylinders is ensured by a continuous geared drive train. Together with the compliant frame of the machine, the printing press constitutes a complex vibration system, excited by a variety of mechanisms. The vibrations of the machine have a direct effect on the achievable print quality, since the placement of the individual color separations on the sheet must match exactly. The so-called color register must not fluctuate from sheet to sheet, since fluctuation amplitudes of a few μm already lead to unacceptable print results. The excitation frequencies or orders in the printing press are visible as color register errors on the printed sheets.

In this paper it is shown how a multi-body simulation model of an offset printing press can be constructed, which physically maps all the compliances in the machine, includes all relevant excitations as well as the influence of the main drive control. In addition, it is shown how the modular design of the machine is taken into account. The model allows the detailed depiction of the vibration behavior of the printing press during operation and is validated by measurements.

Finally, two example use cases are presented: First, the effect of a design change on the dynamic behavior of the machine is simulated. Second, it is shown how the model and subsequent post-processing can be used to predict print quality. With the presented model, it is possible to quantify the effect of mechanical or control changes on the printing press in print quality parameters. These predictions can ultimately save time and money in machine development and production.

1. Einleitung

Die hohe Druckqualität von Bogenoffset-Druckmaschinen wird maßgeblich von der möglichst exakten Bogenübergabe von einem Druckwerk zum nächsten beeinflusst [1]. Die exakte Übergabe der Bögen bei hohen Geschwindigkeiten (bis zu 18000 Bögen/Stunde, also fünf Bögen/s) wird dabei mittels Greifersystemen sichergestellt, welche durch Kurvengetriebe angesteuert werden. Ein durchgängiger Zahnradzug koppelt die einzelnen bogenführenden Zylinder miteinander. Der Räderzug wird in aller Regel durch einen einzigen Hauptantrieb

angetrieben. Auf diese Weise können die Druckbögen durch Maschinen mit über 30 m Länge reproduzierbar mit einer Genauigkeit in der Größenordnung 10 µm transportiert werden. Die relative Lage der Druckfarben zueinander bezeichnet man dabei als Register oder Farbpasser.

Klassischerweise wird die Strukturdynamik der Offsetmaschine mit eindimensionalen Torsionsschwingungsmodellen beschrieben [2, 3]. Diese Modelle erlauben detaillierte Aussagen über dynamische Vorgänge in der Maschine, die unter anderem auch die erzielbare Druckqualität umfassen [4]. Die Aussagen beschränken sich aber auf Veränderungen der Dynamik der Maschine im Umfangsrichtung und dementsprechend auch auf den Passer in Umfangsrichtung.

Erhöhter Kostendruck bei gleichzeitig steigenden Qualitätsanforderungen verlangt nach einer neuen Methode, um die Auswirkung von konstruktiven und/oder Regelungstechnischen Änderungen an der Druckmaschine in beiden Papierdimensionen (Umfang und Seite) frühzeitig im Entwicklungsprozess einzuschätzen. Aus diesem Wunsch entstand die Idee, mittels der Mehrkörpersimulation (MKS) ein Maschinenmodell zu entwickeln, welches die notwendigen Kennwerte liefert. Die Abbildung des Gesamtsystems Offset-Druckmaschine erfordert eine Tiefe und Komplexität beim Einsatz der MKS, welche unseres Wissens (mindestens im Bereich des Druckmaschinenbaus, vermutlich auch in weiten Bereichen des klassischen Maschinenbaus) noch nicht umgesetzt worden ist. Dieses Maschinenmodell liefert die Basis für unseren *Digitalen Zwilling* der realen Offsetmaschine.

2. Modellbildung

Ziel war die Erstellung eines dreidimensionalen Maschinenmodells, in dem alle relevanten Nachgiebigkeiten und Anregungen „einzel“ physikalisch abgebildet sind. Als Simulationsumgebung wurde die Mehrkörpersimulationssoftware ADAMS™ gewählt. Der modularen Bauweise der Offsetmaschinen wurde bei der Modellbildung Rechnung getragen: dementsprechend werden die Einzeldruckwerke (erstes Werk, Folgewerke, Wendewerk, Lackierwerk) modelliert und analog zur Montage der realen Maschinen im Werk in einem zweiten Schritt zusammengefügt.

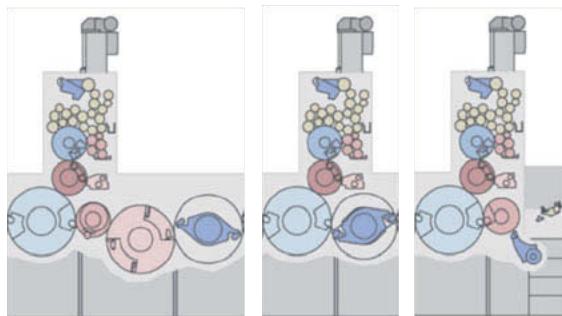


Bild 1: Schematische Schnittdarstellung der verschiedenen Standard-Druckwerksarten einer Heidelberg Speedmaster XL106. Von links nach rechts: Wendewerk, Folgedruckwerk, erstes Druckwerk.

Die Modelltiefe umfasst alle wesentlichen Nachgiebigkeiten der Maschine. Dazu gehören das Gestell, die papierführenden Zylinder sowie Gummituch- und Plattenzylinder. Das Gestell gliedert sich wiederum in die Seitenwände, Grundtraverse und weitere Traversen zur Versteifung. All diese Komponenten wurden als flexible Körper in ADAMS™ eingebunden. ADAMS™ nutzt dabei die Craig-Bampton-Methode [5] zur Modellreduktion. Für die Lagersteifigkeiten wurden die Angaben des Herstellers aus der Lagerdatenbank des Programms Bearinx® verwendet [6].

Der Zahnkontakt wurde nichtlinear abgebildet, unter Berücksichtigung des Zahnspiels und der gerechneten Steifigkeit der einzelnen Zähne. Für die Nachgiebigkeit der Zahnradkörper wurde die Ersatzsteifigkeit aus einer vorgeschalteten FE-Rechnung angesetzt.

Auf der Anregungsseite wurden die Reaktionsmomente der Greifersysteme, Kräfte aus der Verreibung im Farbwerk (aufgeteilt in Massenkräfte von changierenden Walzen und rheologische Kräfte aus der Farbverreibung), der Hauptantrieb mit vereinfachter Regelung, die Reibleistung in der Maschine (verteilt auf die einzelnen Zylinder) und der sogenannte Heberschlag berücksichtigt. Der Farbheber ist in jedem Druckwerk vorhanden und erzeugt durch die getaktete Förderung von Farbe in das Farbwerk eine stoßartige Anregung für die Maschine: den Heberschlag.

Aus den ADAMS™-Modellen der einzelnen Werke kann das Maschinen-Gesamtmodell mit Hilfe eines Makros automatisiert aufgebaut werden. Der Anwender muss lediglich die gewünschte Anzahl der Werke und deren Art (z.B. Druckwerk oder Wendewerk) vorgeben.

Das Makro importiert und platziert die entsprechenden Einzelwerke, verbindet die flexibel modellierten Gestelle an den Verschraubungspunkten und erzeugt die Zahneingriffe des Haupträderzugs.

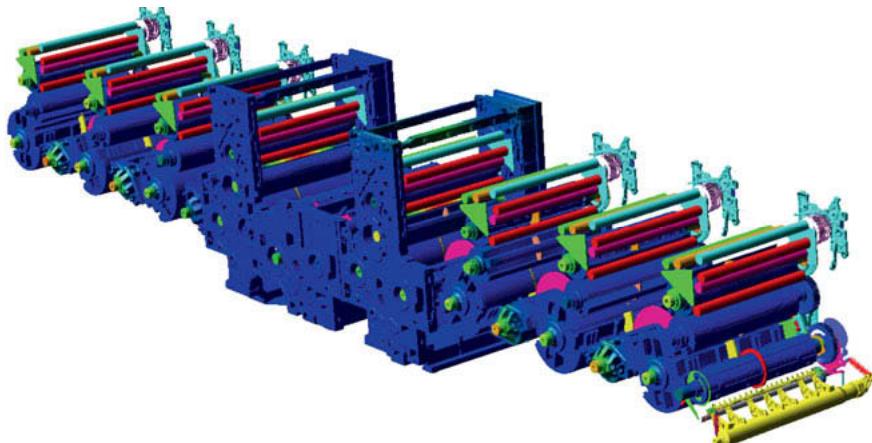


Bild 2: Darstellung des Gesamtmodells einer 8-Farben Wendemaschine (XL106 8P5). Die Seitenwände sind im vorderen und hinteren Bereich der Maschine ausgeblendet, um den Blick auf die Zylinder und Walzen freizugeben.

Bisher wurden der Anleger und Ausleger der Maschine vernachlässigt. Von diesen Baugruppen fehlen dementsprechend im Modell die anregenden Momente sowie die Trägheiten und Steifigkeiten der Gestelle. Außerdem wurden die Kontakte der Schmitzringe und der Zylinderballen vernachlässigt. Die über viele Jahre gesammelten Erfahrungen beim Bau der Druckmaschinen haben gezeigt, dass diese Einflüsse für viele Fragestellungen vernachlässigbar sind, weswegen zunächst auf diese Detaillierungen verzichtet wurde.

3. Modellverifikation

Die Modellverifikation erfolgte in mehreren Stufen. Zunächst würde die Einzelwerksteifigkeit an Messungen gespiegelt. Bei den dazugehörigen Versuchen wurde ein Einzeldruckwerk mit definierter Kraft belastet und die Verschiebungen an mehreren Punkten gemessen. Der Versuch konnte mittels der FE-Methode mit zufriedenstellender Genauigkeit nachgebildet werden.

Im nächsten Schritt wurde das Gesamtmaschinenverhalten an bestehenden und bewährten Drehschwingungsmaschinenmodellen (proprietäre Software MDS) sowie an Messungen der Torsionseigenformen mittels Drehgebern verifiziert. Im MKS-Maschinenmodell erkennt man zusätzlich, wie sich das Maschinengestell auch seitlich verformt – die Torsionsschwingformen sind nicht von den seitlichen Bewegungen entkoppelt. Die Ergebnisse für eine beispielhafte Maschinenkonfiguration in Tabelle 1 sprechen für sich: ohne irgendwelche zusätzlichen Parameteranpassungen werden die ersten drei Torsionseigenfrequenzen der Maschine auf wenige Prozent genau getroffen.

Tabelle 1: Vergleich von Messung und Drehschwingungsmodell mit dem MKS-Modell anhand einer XL106-8P5 – Eigenfrequenz der ersten, zweiten und dritten Torsionsschwingform

Messung/MDS	MKS	Prozentuale Abweichung
11.7 Hz	12.0 Hz	2.7%
21.2 Hz	22.3 Hz	5.3%
29.3 Hz	30.1 Hz	2.8%

Um die gemessenen modalen Dämpfungsgrade im Modell abzubilden wurde der Anteil der viskosen Dämpfung im Zahnkontakt und der modalen Dämpfung in den Seitenwandstrukturen angepasst. Zusätzlich zu den mechanischen Dämpfungsanteilen stammt ein erheblicher Anteil an der Dämpfung in der Maschine aus der Hauptantriebsregelung. Durch die Abbildung von Hauptantrieb und Regelung mit allen wesentlichen Effekten ist dieser aber im Modell enthalten.

Die Ergebnisse für eine beispielhafte Maschinenkonfiguration sind in Tabelle 2 aufgeführt. Die ersten beiden Dämpfungswerte werden vom Modell perfekt wiedergegeben. Für die dritte Torsionsschwingform ist die Diskrepanz etwas höher aber dennoch vertretbar. Für andere Maschinenkonfiguration fällt der quantitative Vergleich der modale Größen ähnlich gut aus.

Tabelle 2: Vergleich von Messung und Drehschwingungsmodell mit dem MKS-Modell anhand einer XL106-8P5 – modaler Dämpfungsgrad der ersten, zweiten und dritten Torsionsschwingform

Messung/MDS	MKS	Prozentuale Abweichung
4.9 %	4.9 %	0%
9.5 %	9.4 %	1%
11.8 %	8.7 %	36%

4. Einsatz des Modells

Das Maschinenmodell findet aufgrund seiner Modelltiefe vielfältige Anwendungsmöglichkeiten. Allgemein gesprochen führt die Abbildung der Gesamtmaschine in dieser Komplexität zu einem grundlegend verbesserten Verständnis des Gesamt-maschinenverhaltens. Das Modell kann helfen, real beobachtete Schwingungsphänomene zu erklären bzw. die Entstehungsmechanismen einzugrenzen, sowohl im Kontext der Gesamtmaschine als auch detailliert an einzelnen Baugruppen. Im Rahmen dieses Beitrags werden zwei Anwendungsbeispiele gezeigt. Erstens, die Vorhersage einer Eigenfrequenzänderung aufgrund einer konstruktiven Änderung, und zweitens die Berechnung von Druckqualitäts-Kennwerten aus den Simulationsergebnissen.

4.1 Konstruktive Änderung

Als erstes Fallbeispiel betrachten wir mit Hilfe des Maschinenmodells die Auswirkung einer konstruktiven Änderung an dem Haupträderzug. Im Speziellen betrifft dies die Reduzierung der Zahnsteifigkeit des Räderzugs infolge einer um 20% verringerten Zahnbreite und eine Reduzierung der Radkörpersteifigkeit in Umfangsrichtung von bis zu 3.5% (der Wert wurde mittels der FEM am Einzelbauteil ermittelt). Um abzuschätzen, ob eine schmalere Verzahnung die Maschinendynamik maßgeblich beeinflusst, wurde das Maschinenmodell dementsprechend angepasst. Die Änderung ergab im Modell, z.B. bei einer Maschinenkonfiguration XL106-8P5+L, eine Abnahme der ersten Torsionseigenfrequenz um 1.1%. Um die Qualität der Vorhersage anhand der Realität zu spiegeln, musste an einer genügend großen Anzahl an realen Maschinen vor und nach der Änderung die Übertragungsfunktion gemessen werden und daraus die erste Torsionseigenfrequenz ermittelt werden. Hierzu existieren bei der Heidelberger Druckmaschinen AG standardisierte Mess- und Auswertemethoden. Das Ergebnis für jeweils 13 Maschinen alter und neuer Ausführung ist in Bild 3 gezeigt. Im Mittel nimmt die erste Torsionseigenfrequenz um 1% ab, was nahezu deckungsgleich mit dem Berechnungsergebnis ist. Im Umkehrschluss lässt sich aufgrund der Messergebnisse sagen, dass die Berechnung der Zahn- und Radkörpersteifigkeit offensichtlich stimmt.

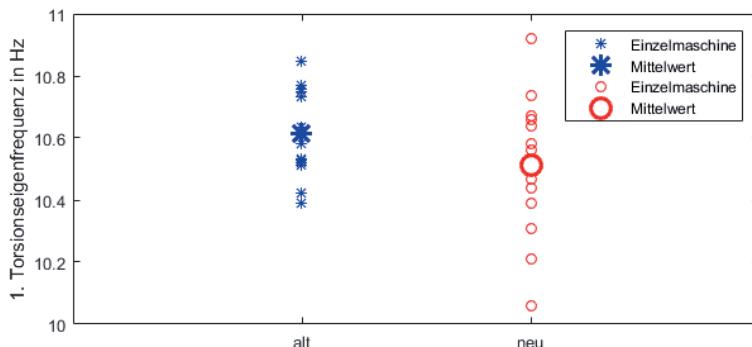


Bild 3: Gemessene 1. Torsionseigenfrequenz an jeweils 13 Maschinen der Konfiguration XL106-8P5+L, alte und neue konstruktive Ausführung

4.2 Druckqualitäts-Vorhersage

Um das im Vorfeld gesteckte Ziel einer Druckqualitäts-Vorhersage zu erreichen, wurde analog zum Vorgehen in [4] eine nachgeschaltete Passersimulation durch Weiter-verarbeitung der simulierten Drehwinkel und Verlagerungen der Zylinder umgesetzt, wobei der Algorithmus auf die seitlichen Bewegungen erweitert werden musste. Zu jedem Bogenübergabezeitpunkt werden dabei die relativen Positionen und Drehwinkel der an der jeweiligen Übergabe beteiligten Zylinder extrahiert. Die Umsetzung und Auswertung erfolgt in Matlab®.

Um einen quantitativen Vergleich der Passerwerte zwischen Messwerten und Simulation durchzuführen, müssen die Messwerte über viele Maschinen gemittelt werden. Die Streuung der Messwerte von Maschine zu Maschine beim sogenannten Abdrucken in der Endmontage erlaubt es nicht, anhand eines einzelnen Datensatzes einen Vergleich zu ziehen.

Beispielhaft ist der Vergleich von Messung und Simulation an einem speziellen Druckqualitätskennwert gezeigt: Das halbtourige seitliche Dublieren ist ein seitlicher Versatz im Druckbild, welcher auf jedem zweiten Bogen sichtbar ist. Da die relative Lage der in Bild 4 dargestellten Farbauszüge (Schwarz, Cyan, Magenta, Gelb) zueinander schwankt, schwankt für das menschliche Auge auch der Gesamt-Farbeindruck. SID-Messfelder (stark vergrößert in Bild 4 rechts dargestellt) auf dem gedruckten Bogen erlauben die Messung des Passers mit einer Genauigkeit von 2 μm [7].



Bild 4: Darstellung der vier Farbauszüge (Schwarz, Cyan, Magenta, Gelb) und des Gesamtbildes (links), vergrößerte Darstellung eines SID-Messfelds (rechts)

Über viele Messdatensätze gemittelt ist (in diesem Fall für eine 8-Farben-Maschine) deutlich eine Zunahme des Fehlers (halbtouriges seitliches Dublieren, normiert von 0 bis 1) von Druckwerk zu Druckwerk sowie über die Druckgeschwindigkeit zu erkennen (Bild 5 links). Die Fehler der Übergabe $1/n$ beschreibt dabei die relative Lage des Farbauszugs vom Druckwerk n zum Farbauszug aus Druckwerk 1. Der Effekt lässt sich qualitativ und quantitativ mit dem Simulationsmodell und nachgeschalteter Passersimulation erzielen (Bild 5 rechts). Sowohl der Trend über die Druckgeschwindigkeit als auch über die Länge der Maschine werden durch die Simulation mit hoher Genauigkeit abgebildet.

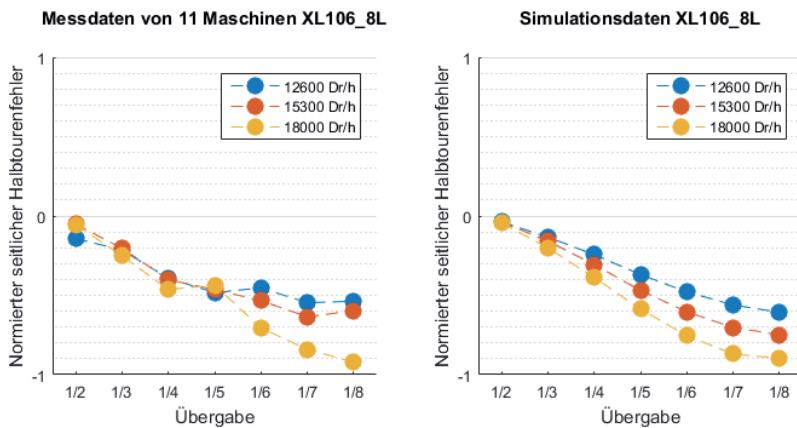


Bild 5: Halbtouriges seitliches Dublieren für ein XL106 8+L, links gemittelte Messwerte, rechts Simulationsergebnis

Unabhängig vom direkten Vergleich mit Messergebnissen ist ein quantitativer Vergleich der Passerwerte zwischen verschiedenen Konstruktionsvarianten möglich. Der Vergleich liefert dabei eine Entscheidungsgrundlage, ob die Konstruktionsvariante (für Testmaschinen) umgesetzt wird. Nach einer ausreichend großen Menge an gebauten Testmaschinen und Messwerten kann wiederum der quantitativer Vergleich von simulierten und gemessenen Werten erfolgen.

5. Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wurde der Aufbau eines MKS-Maschinenmodells für eine Offset-Druckmaschine detailliert vorgestellt. Durch den umfangreichen Vergleich mit Messungen wurde dabei die Qualität des Modells unter Beweis gestellt. Im ersten Fallbeispiel wurde gezeigt, wie sich die Auswirkung einer mechanischen Änderung am komplexen System vorausberechnen lässt. Darüber hinaus wurde gezeigt, wie sich mit den Ergebnissen des Modells und einem nachgeschalteten Post-Processing die erzielbare Druckqualität im Druckbetrieb vorhersagen lässt. Zusammenfassend ist es mit dem vorgestellten Modell möglich, die Auswirkung von mechanischen oder regelungstechnischen Veränderungen an der Druckmaschine direkt in Druckqualitätskennwerten anzugeben. Durch diese Vorhersagen lassen sich letztlich Zeit und Kosten bei der Entwicklung und Produktion der Offset-Druckmaschinen sparen.

In der Zukunft ist geplant, den Detaillierungsgrad des Maschinenmodells weiter zu erhöhen, etwa um die fehlenden Komponenten. Darüber hinaus ist im Sinne eines *Digitalen Zwilling* die Verknüpfung des Modells mit aktuellen Maschinendaten der Hauptantriebsregelung (etwa Drehmoment- und Drehzahlsschwankungen) angedacht, um z.B. festzustellen, ob Druckqualitäts-Grenzwerte überschritten werden.

Literatur

- [1] Kipphan, H. (2000): *Handbuch der Printmedien: Technologien und Produktionsverfahren*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- [2] Buck, B., Knopf, E., Schreiber, S. und Seidler, M. (2005): *Nichtlineare Schwingungsphänomene in Bogenoffsetdruckmaschinen*. VDI-Berichte Nr. 1917, pp. 345–361.
- [3] Messer, M. (2011): *Schwingungen in Bogenoffsetdruckmaschinen: Ergebnisse experimenteller und rechnerischer Drehschwingungsanalysen*. Jahrbuch 2011 des Vereins Deutscher Druckingenieure e.V., pp. 59–70.
- [4] Norrick, N. und Neeb, S. (2017) *Calculation of torsional vibrations and prediction of print quality in sheetfed offset printing presses*. Technische Mechanik, 37(2-5), pp. 171–180.
- [5] Craig, R., Bampton, M. (1968): *Coupling of substructures for dynamic analysis*. Amer. Inst. Aero. Astro. Journal, 6 (7),, pp. 1313-1319.
- [6] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG (2014): Bearinx® Lagerauslegung auf hohem Niveau. Online-Ausgabe heruntergeladen am 25.06.2019
https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brocure/downloads_1/pbb_de_de.pdf
- [7] Polygraphische innovative Technik Leipzig GmbH (2016): Produktdatenblatt Passer-Messsystem Luchs III and Pitsid.

Experimentelle Untersuchungen und Drehschwingungsrechnungen von Elastomerkupplungen

Daniel Hochlenert, Matthias Schuchardt,
MTU Friedrichshafen GmbH / Rolls-Royce Power Systems,
Friedrichshafen

Kurzfassung

Die Produktpalette von Rolls-Royce Power Systems umfasst Dieselmotoren und Antriebssysteme für die Anwendungsfelder Schifffahrt, Schwerfahrzeuge, Energieversorgung und Eisenbahn. Häufig kommen Elastomerkupplungen zum Einsatz, um Drehschwingungen im Antriebsstrang zu reduzieren und den steigenden akustischen Anforderungen an das Antriebssystem gerecht zu werden. Die Auswahl geeigneter Elastomerkupplungen und die Bewertung der Belastungen im Antriebsstrang basiert in der Regel auf Drehschwingungsrechnungen. Darüber hinaus wird das akustische Verhalten des Antriebsstrang ebenfalls anhand der Ergebnisse dieser Berechnungen bewertet.

Es ist allgemein bekannt, dass das dynamische Verhalten von Elastomerkomponenten von zahlreichen Einflussgrößen abhängt. Dazu gehören unter anderem die Belastungsspannung und Belastungsfrequenz, die Vorspannung sowie die Temperatur der Elastomerkomponente, so dass auch bei Elastomerkupplungen grundsätzlich von einem nichtlineare dynamischen Verhalten auszugehen ist. Dennoch werden Elastomerkupplungen häufig vereinfacht als lineare viskoelastische Elemente mit kontanten Koeffizienten modelliert. Dies kann zu unzureichenden Vorhersagen des Drehschwingungsverhaltens des Antriebsstrangs führen. Durch einen Masterkurven-Ansatz, bei dem die genannten Abhängigkeiten als untereinander unabhängig angesehen werden, lassen sich mit überschaubarem experimentellen Aufwand deutliche Verbesserungen in der Übereinstimmung zwischen realem und berechnetem Drehschwingungsverhalten erzielen. Ein detaillierter Vergleich von Prüfstandversuchen mit Drehschwingungen zeigt die Möglichkeiten und Grenzen des Vorgehens.

1. Einführung

Es ist gängige Praxis, dass die Hersteller von Dieselmotoren als Systemanbieter ganze Antriebsanlagen für verschiedene Anwendungsfelder auslegen und die zugehörigen Drehschwingungsrechnungen ausführen. Das bedeutet eine weitreichende Verantwortung für das Drehschwingungsverhalten des gesamten Antriebsstrangs. Dabei werden häufig

Elastomerkupplungen eingesetzt, um Drehschwingungen im Antriebsstrang zu reduzieren und den steigenden akustischen Anforderungen an das Antriebssystem gerecht zu werden. Um Elastomerkupplungen in der Drehschwingungsrechnung zu berücksichtigen, muss die Abhängigkeit $T(\varphi)$ des übertragenen Drehmoments T als Funktion des Verdrehwinkels φ der Kupplung in geeigneter Form beschrieben werden. Die einfachste Form ist $T(\varphi) = c\varphi$, wobei c die (dynamische) Drehsteifigkeit der Kupplung ist. Es ist aber allgemein bekannt, dass Elastomerkupplungen dissipative Eigenschaften besitzen und dass $T(\varphi)$ u.a. von Belastungsspannung und Belastungsfrequenz, Nutzmoment (Vorspannung) sowie Kupplungstemperatur abhängt. Ein Vernachlässigung dieser Abhängigkeit kann zu unzureichenden Voraussagen des Drehschwingungsverhaltens des Antriebsstrangs führen.

Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass sich der Zusammenhang $T(\varphi)$ bei harmonischer Belastung als

$$\hat{T} = (c_1 + j c_2) \hat{\varphi} \quad (1)$$

schreiben lässt, wobei \hat{T} und $\hat{\varphi}$ komplexe Amplituden der komplexe erweiterten harmonischen Zeitverläufe $\underline{T}(t) = \hat{T}e^{j\Omega t}$ und $\underline{\varphi}(t) = \hat{\varphi}e^{j\Omega t}$ sind [1,2,3]. Die dynamische Steifigkeit c_1 und die Verluststeifigkeit c_2 können dann u.a. noch von Belastungsspannung, Belastungsfrequenz, Nutzmoment (Vorspannung) sowie Kupplungstemperatur abhängen¹.

Der experimentelle Aufwand zur Bestimmung von c_1 und c_2 als Funktion von Belastungsspannung und Belastungsfrequenz, Nutzmoment sowie Kupplungstemperatur wäre aber enorm und nicht praktikabel. Daher müssen vereinfachende Annahmen getroffen werden. So lässt sich der experimentelle Aufwand z.B. durch Einführen eines sogenannten Masterkurven-Modells nach [4] reduzieren.

2. Masterkurven-Modell für Elastomerkupplungen

Die grundlegende Idee des Masterkurven-Modells ist es, die o.g. Abhängigkeiten der dynamischen Steifigkeit und der Verluststeifigkeit in der Form

$$c_i(\hat{\varphi}, f, \varphi, \vartheta) = c_i(\hat{\varphi}_N, f_N, \varphi_N, \vartheta_N) \mathcal{F}_{i\hat{\varphi}}\left(\frac{\hat{\varphi}}{\hat{\varphi}_N}\right) \mathcal{F}_{if}\left(\frac{f}{f_N}\right) \mathcal{F}_{i\varphi}\left(\frac{\varphi}{\varphi_N}\right) \mathcal{F}_{i\vartheta}\left(\frac{\vartheta}{\vartheta_N}\right) \quad (2)$$

mit

$$\begin{array}{lll} \hat{\varphi}: \text{Schwingwinkel} & \varphi: \text{Vorspannwinkel} & \vartheta: \text{Temperatur} \\ c_i: \text{dynamische (Verlust-)Steifigkeit} & f: \text{Frequenz} & \mathcal{F}: \text{Masterkurve,} \end{array}$$

zu schreiben. Dabei kennzeichnet der Index N die entsprechenden Nominalwerte (Bezugswerte) und i bezieht sich auf die dynamische Steifigkeit ($i = 1$) und Verluststeifigkeit ($i = 2$). Zusätzlich gibt die statische Kupplungskennlinie den Zusammenhang zwischen

¹ Die üblicherweise bei Elastomeren verwendete relative Dämpfung ψ lässt sich mit $\psi = 2\pi c_2/c_1$ aus der dynamischen Steifigkeit und der Verluststeifigkeit berechnen.

Vorspannwinkel φ und statischem Kupplungsmoment an. Details zum Masterkurven-Modell und typische Masterkurven sind in [4] zu finden. Zur Vereinfachung wird für die folgenden Untersuchungen die Temperaturabhängigkeit vernachlässigt, $F_{i\vartheta} = 1$ ($i = 1,2$). Folglich wird das Kupplungsmodell durch 6 Masterkurven (Schwingwinkel-, Frequenz- und Vorspannwinkel-Masterkurve jeweils für c_1 und c_2) beschrieben, deren experimentelle Ermittlung in nächsten Abschnitt erläutert wird.

2. Experimentelle Untersuchungen

Bei den untersuchten Kupplungen handelt es sich um die Standardkupplungen für die MTU-Motoren 16V 4000 M63 bzw. 16V 1163 TB93. Die Kupplungen haben ein Nennmoment von 16,5 kNm bzw. 63 kNm und einen Durchmesser von 0,7 m bzw. 1,2 m. Der relevante Frequenzbereich erstreckt sich bis zu 120 Hz (4. Motorordnung bei 1800 1/min) bei zulässigen Wechselmomenten von bis zu 4 kNm bzw. 15 kNm. Diese Vorgaben bedeuten überaus hohe Anforderungen an den Aufbau des Kupplungsprüfstands, insbesondere an den Aktuator.

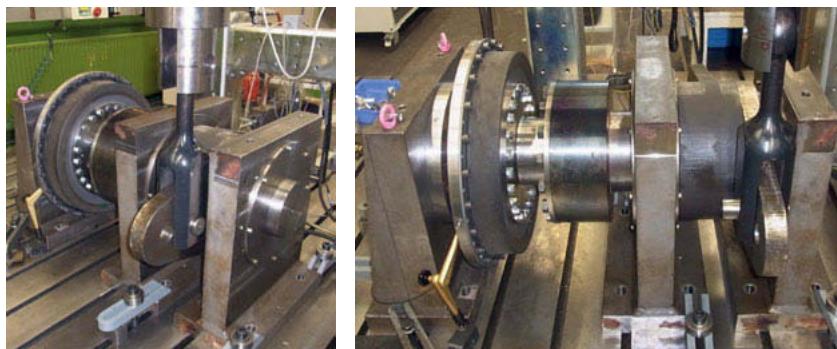


Bild 1: Kupplungsprüfstand bei MTU Friedrichshafen

Bild 1 zeigt den zur Ermittlung der Masterkurven aufgebauten Kupplungsprüfstand bei MTU Friedrichshafen. Ein einzelnes Elastomerelement wird über einen Hebelarm durch einen Hydraulikzylinder verdreht. Das Drehmoment wird über einen Messflansch auf der stehenden Kupplungsseite gemessen. Der Verdrehwinkel wird über eine integrierte Wegmessung am Hydraulikzylinder erfasst. Dieser Aufbau erfüllt die o.g. Anforderungen bis auf das obere Frequenzlimit. In Abhängigkeit der Amplitude des Verdrehwinkels lassen sich Frequenzen von bis 30 Hz erreichen².

² Im Frequenzbereich von 30 Hz bis 120 Hz wird die Frequenz-Masterkurve durch Extrapolation basierend auf typischen Maser-Kurven aus [4] und analytischen Untersuchungen approximiert.

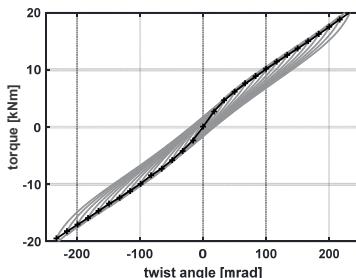


Bild 2: Gerlach-Versuch zur Ermittlung der statischen Kupplungskennlinie

Die statische Kupplungskennlinie wird mit einem Gerlach-Versuch ermittelt. Dabei wird die Kupplung mit ansteigenden sowie im Drehsinn wechselnden Verdrehwinkeln belastet und das Kupplungsmoment nach einer Setzphase gemessen. In Bild 2 sind beispielhaft die zugehörigen Hystereseschleifen einer Kupplung dargestellt. Die abgeleitete statische Kennlinie ist in schwarz eingezeichnet.

Zur Messung der dynamischen Steifigkeit und der Verluststeifigkeit wird die Kupplung harmonisch belastet. Dabei werden jeweils der Vorspannwinkel, der Schwingwinkel oder die Frequenz schrittweise variiert. In Bild 3 ist eine entsprechende Messung für die Variation des Vorspannwinkels dargestellt. Die Lage der Mittelpunkte der Hystereseschleifen im linken Diagramm entspricht der statischen Kennlinie aus Bild 2. Im rechten Diagramm ist eine Hystereseschleife vergrößert dargestellt.

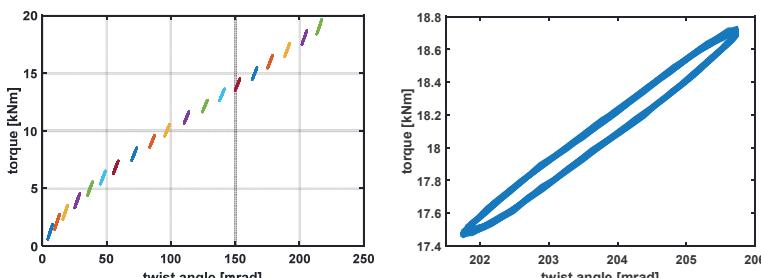


Bild 3: Variation des Vorspannwinkels: gesamte Versuchsreihe (links) und typische Hystereseschleife (rechts)

Im nächsten Schritt werden die Hystereseschleifen (Bild 3 rechts) mit Hilfe einer Approximation nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate in der Form

$$\begin{aligned} T(t) &= T_0 + T_S \sin \Omega t + T_C \cos \Omega t, \\ \varphi(t) &= \varphi_0 + \varphi_S \sin \Omega t + \varphi_C \cos \Omega t \end{aligned} \quad (3)$$

dargestellt. Die dynamische Steifigkeit und die Verluststeifigkeit für den zugehörigen Betriebspunkt ($\varphi = \varphi_0$, $\dot{\varphi}^2 = \varphi_S^2 + \varphi_C^2$, $f = \Omega/2\pi$) ergeben sich aus

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{\sqrt{T_S^2 + T_C^2}}{\sqrt{\varphi_S^2 + \varphi_C^2}} \cos(\alpha - \beta), \quad c_2 = \frac{\sqrt{T_S^2 + T_C^2}}{\sqrt{\varphi_S^2 + \varphi_C^2}} \sin(\alpha - \beta), \\ \tan \alpha &= -\frac{T_S}{T_C}, \quad \tan \beta = -\frac{\varphi_S}{\varphi_C}. \end{aligned} \quad (4)$$

In Bild 4 sind die so ermittelten Verläufe der dynamischen Steifigkeit und der Verluststeifigkeit für die Messungen aus Bild 3 dargestellt.

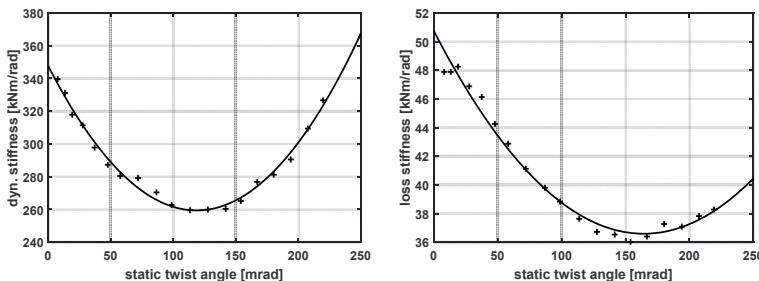


Bild 4: Dynamische Steifigkeit (links) und Verluststeifigkeit (rechts) bei Variation des Vorspannwinkels bei konstantem Schwingwinkel und konstanter Frequenz

Weitere Messungen bei Variation der Frequenz bzw. des Schwingwinkels liefern entsprechende Ergebnisse für die dynamische Steifigkeit und Verluststeifigkeit in Abhängigkeit der Frequenz und des Schwingwinkels. Zur Ermittlung der Masterkurven gem. (1) werden die Ergebnisse dann auf einen einheitlichen Nennpunkt ($\dot{\varphi}_N, f_N, \varphi_N$) bezogen. Im Bild 5 sind die Schwingwinkel- und die Vorspannwinkel-Masterkurve dargestellt.

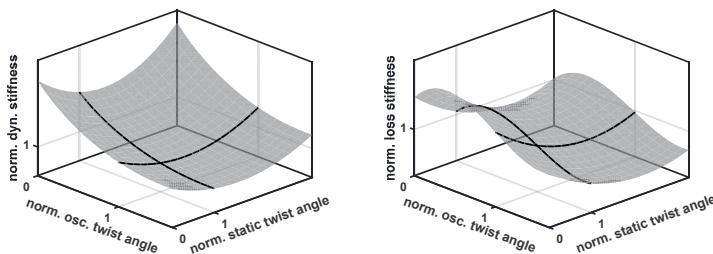


Bild 5: Schwingwinkel- und die Vorspannwinkel-Masterkurve (schwarze Linien) und sich ergebendes Kupplungskennfeld (graue Flächen) der normierten dynamischen Steifigkeit (links) und Verluststeifigkeit (rechts).

Im Rahmen der Kupplungsversuche wurden Elastomerkupplungen verschiedener Hersteller untersucht, die sich hinsichtlich Baugröße und Elastomer unterscheiden aber ansonsten einen vergleichbaren Aufbau haben. Bild 6 zeigt die Vorspannwinkel- und Schwingwinkel-Masterkurven für die dynamische Steifigkeit der verschiedenen Kupplungen. Dabei wurde die dynamische Steifigkeit jeweils auf den entsprechenden Katalogwert normiert und anstelle des Vorspann- und Schwingwinkels das Vorspann- und Wechselmoment (normiert auf das entsprechende Kupplungsnennmoment) dargestellt. Damit ist es möglich, die Kupplungen untereinander zu vergleichen. Es zeigt sich eine vergleichbare Charakteristik aller untersuchten Kupplungen. Dieser Umstand kann zur Reduzierung des experimentellen Aufwands und bei Einbeziehung theoretischer Untersuchungen genutzt werden.

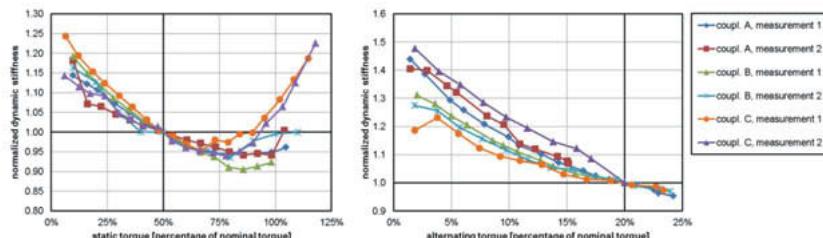


Bild 6: Vorspannwinkel- (links) und Schwingwinkel-Masterkurven (rechts) für die normierte dynamische Steifigkeit der verschiedenen Kupplungen jeweils normiert auf das entsprechende Nennmoment der Kupplung

3. Drehschwingungsrechnungen mit Masterkurven

Mit den Masterkurven wird das dynamischen Verhalten der Elastomerkupplungen in Abhängigkeit des Betriebspunkts ($\hat{\varphi}, f, \varphi$) für harmonische Belastung angegeben. Dies kann für Drehschwingungsrechnungen im Frequenzbereich verwendet werden. Aufgrund des beschriebenen nichtlinearen Verhaltens ist natürlich eine Berechnung im Frequenzbereich und der damit einhergehenden Superposition der einzelnen Frequenzanteile bestenfalls eine Approximation. Die Rechtfertigung dieses Ansatzes wird sich aber im Vergleich zwischen Rechnung und Messung zeigen.

Die bei MTU zur Drehschwingungsrechnung verwendete Software SIMDRIVE 3D hat die Funktionalität, Masterkurven für viskoelastische Elemente zu berücksichtigen. Zur Beurteilung der ermittelten Masterkurven wird im Vergleich zur Drehschwingungsrechnung eine Prüfstandsmessung mit einem MTU-Motor 16V 4000 M63 herangezogen. Bild 7 zeigt das zugehörige Ersatzsystem.

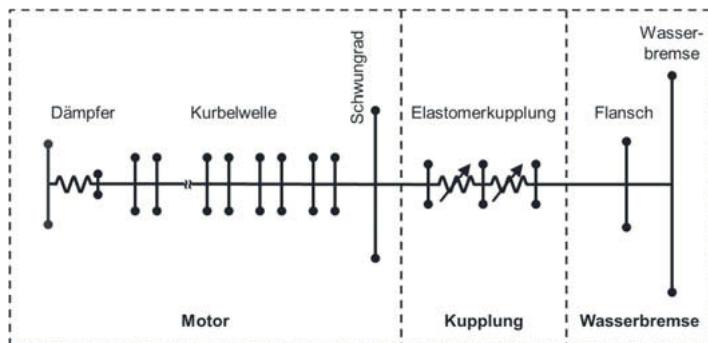


Bild 7: Ersatzsystem Motorprüfstand mit MTU 16V 4000 M63 und Elastomerkupplung

Der Vergleich zwischen Rechnung und Messung erfolgt anhand des Wechselmoments zwischen Elastomerkupplung und Wasserbremse. Die dominierende Anregungsfrequenz des 16V 4000 M63 entspricht der 4. Ordnung der Motordrehzahl. Ein Vergleich dieser Ordnung ist in Bild 8 dargestellt.

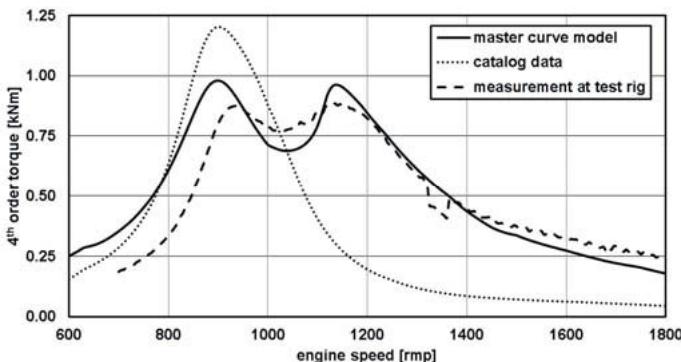


Bild 8: Wechselmoment (4. Ordnung) zwischen Elastomerkupplung und Wasserbremse berechnet mit Masterkurven, Katalogwerten (unter Berücksichtigung der dynamischen Verhärtung für kleine Amplituden) und am Motorprüfstand gemessenes Wechselmoment

Die Berechnung mit Masterkurven zeigt eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit der Messung als die Berechnung mit den Katalogwerten unter Berücksichtigung einer dynamischen Verhärtung von 1,4 für kleine Amplituden (Herstellervorgabe). Die normierte dynamische Steifigkeit und Verluststeifigkeit, die sich aus der Berechnung mit dem Masterkurvenmodell ergeben, sind in Bild 9 dargestellt. Es zeigt sich, dass sich je nach Belastungszustand dynamische Verhärtungen im Bereich zwischen 1,5 und 3,0 einstellen.

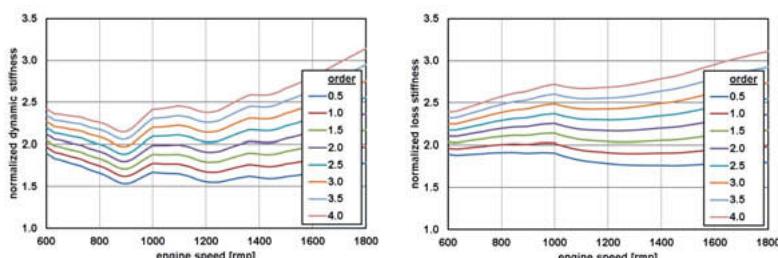


Bild 9: Normierte dynamische Steifigkeit (links) und Verluststeifigkeit (rechts) aus der Berechnung mit Masterkurven

4. Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Masterkurven lässt sich das dynamische Verhalten von Elastomerkupplungen in Abhängigkeit des Betriebspunkts unter harmonischer Belastung beschreiben. Die Masterkurven können für Drehschwingungsrechnungen im Frequenzbereich verwendet werden. Der wesentlicher Vorteil ist der reduzierte experimentelle Aufwand zur Ermittlung der Masterkurven. Mit dem vorgestellten Kupplungsprüfstand lassen sich die relevanten Masterkurven im Wesentlichen bestimmen. Lediglich der Frequenzbereich über 30 Hz ist für Elastomerkupplungen typischer MTU-Motoren aufgrund der Dimensionen und der erforderlichen Belastungsgröße schwer zu realisieren.

Im Vergleich mit Messungen von Motorenprüfständen zeigt die Berechnung mit Masterkurven eine signifikant bessere Übereinstimmung als die Berechnung mit Katalogdaten. MTU beabsichtigt, Berechnungen mit Masterkurven standardmäßig für die relevanten Anwendungsfelder durchzuführen, um der Verantwortung für den gesamten Antriebstrang und den damit verbundenen Anforderungen gerecht zu werden. Dazu müssen die Masterkurven der verwendeten Elastomerkupplungen ermittelt und im Vergleich zwischen Rechnung und Messung realer Antriebsanlagen verifiziert werden.

5. Danksagung

Die Autoren danken Herrn Michael Dylla von VULKAN Deutschland sowie Dr. Mahamudul Hasan sowie Thorsten Klatte von CENTA Antriebe Kirschen GmbH für deren Unterstützung mit Kupplungselementen und hilfreichen Diskussionen zu technischen Fragestellungen. Für den Entwurf des Kupplungsprüfstands und die Durchführung der Messungen danken die Autoren Roland Rosi, Berthold Bäumler und Michael Mathias von MTU Friedrichshafen GmbH.

Literaturverzeichnis

- [1] Dresig, H.; Holzweißig F., *Maschinendynamik*, Springer-Verlag, Berlin (2013).
- [2] Haug, K., *Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen*, Springer-Verlag, Berlin (1952).
- [3] Steinhilper, W.; Sauer, B., *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*, Springer-Verlag, Berlin (2008).
- [4] Ziegenhagen, S., *Standardisierte Beschreibung des Übertragungsverhaltens von Elastomerkupplungen bei stationärem und instationärem Betrieb*, Dissertation, TU Berlin (1994).

Modellbildung und Modellierung selbsterregter Gesamtfahrzeugschwingungen

Modelling of self-excited full vehicle oscillations

Prof. Dr.-Ing. **Dirk Engel**,

Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die simulationsgestützte Betrachtung und Vorhersage selbsterregter Schwingungen anhand von MKS-Gesamtfahrzeugmodellen behandelt. Dazu werden zunächst die allgemeine Modellbildung zur Analyse selbsterregter Schwingungen betrachtet. Zur virtuellen Betrachtung des Phänomens der selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen wird ein längsdynamisches Ersatzmodell mit einem quasistationären Reifenmodell kombiniert, welches die integralen Tangentialkräfte anhand der diskreten Kontakteigenschaften im Reifen-Fahrbahnkontakt berechnet.

Zur Unterdrückung der Schwingung bietet sich der Einsatz von Systemen an, die den Energieeintrag in das schwingungsfähige System vermeiden. Eine mögliche Variante dazu ist der Einsatz von magneto-rheologischen Lagern. Abschließend werden der aktuelle Stand zur Prüfstandsuntersuchung sowie der Modellbildung eines solchen Lagers vorgestellt.

Abstract

In this article self-excited full vehicle oscillations simulation-based examinations and predictions by the mean of mbs full-vehicle models are presented. First engineering models to analyze self-excited oscillations will be shown followed by the presentation of a mbs full-vehicle model. Tire road interaction is evaluated by a quasistatic tire model which returns overall tangential forces by evaluating the state of every discretized element in contact patch. Furthermore, to avoid energy input in this vibratory system the use of magneto-rheological drivetrain mounts would be a possible solution. Concluding the status quo of testing and modelling of this type of mounting system will be presented.

1. Einleitung

Unter anderem aus Gründen des Fahrkomforts wird im Automobilbereich die Motor-Getriebe-Einheit durch Elastomerlager von der Karosserie entkoppelt. Diese elastische Lagerung ermöglicht dem Aggregat Bewegungen relativ zur Karosserie. Eine der Hauptanforderungen während der Konstruktion eines Automobils stellt aber die hohe Bauraumdichte bzw. die optimale Nutzung des Bauraums unter Beachtung des Packageplans dar, denn im Betrieb darf es nicht zu Bauteilkollisionen kommen. Ein geforderter Mindestabstand darf nicht unterschritten werden oder es müssen Freiräume für eine Montierbarkeit und Austauschbarkeit von Komponenten im Service berücksichtigt werden.

Um diese Anforderungen erfüllen zu können, hat sich gezeigt, dass eine rein statische Betrachtung der Konstruktionslagen nicht ausreicht, denn aufgrund der Kopplung von Bauteilen durch elastische Lagerelemente, die der Verbesserung des Fahrkomforts dienen, und der Anregungen kann es zu einem Bewegungsverlauf der Bauteile kommen, der lediglich in einer dynamischen Betrachtung festgestellt werden kann. Die Resultate der dynamischen Freigangsuntersuchungen ergeben zusammen mit der statischen Geometriehülle der Bauteile aus der CAD-Konstruktion die dynamische Geometriehülle, die im weiteren Verlauf des Produktentstehungsprozesses (PEP) dem Digital Mockup (DMU) zugeführt und dort zur Erstellung und Untersuchung des virtuellen Gesamtfahrzeugs genutzt wird.

2. Problembeschreibung

Zunächst soll die Problematik der selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen beschrieben werden. Im Rahmen der dynamischen Freigangsuntersuchung führen Anfahrtmanöver bei Fahrzeugen mit Front- bzw. Heck-Quer-Motoranordnung im Allgemeinen zu Pendelbewegungen des Aggregats in Fahrzeughöchrichtung, so dass diese Manöver den maximalen Bauraumbedarf in x-Richtung definieren.

Im Falle von Fahrzeugen mit Heck-Längs-Motoranordnung wie auch bei einigen Fahrzeugen mit Front-Quer-Motoranordnung führen die Anfahrtmanöver zu Hubbewegungen des Aggregates und beschreiben dann eine maximale Bewegung in Fahrzeughochrichtung.

Der Versuchsablauf sieht im Allgemeinen vor, dass das Anfahrtmanöver in der Ebene wie auch an Steigungen durchgeführt wird, wobei im Stillstand der Fahrer entweder schlagartig einkuppelt oder möglichst stark beschleunigt. In Bild 2 sind die zeitlichen Bewegungsverläufe eines Messpunktes an einem Fahrzeug mit Front-Quer-Motoranordnung in Fahrzeughöchrichtung eines Anfahrtmanövers vorwärts dargestellt. Im Allgemeinen stellt sich der in grau dargestellte zeitliche Verlauf der Aggregatbewegung ein, bei dem das Aggregat in positiver x-Richtung in die Anschläge der Lager geht. Unter bestimmten Bedingungen kommt es aller-

dings zu einem Aufschwingen des Gesamtsystems, was sich bei den Versuchen vor allem durch das Aufschwingen des Aggregats zeigt. Dabei werden die Schwingungen der Amplituden der Aggregatbewegung bei einer Frequenz von $f \approx 11$ Hz gemessen.

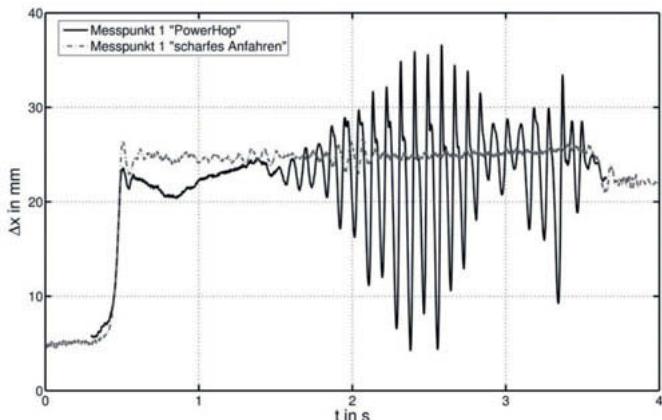


Bild 1: Bewegung eines Messpunktes am Aggregat mit und ohne Power-Hop [1]

Dieser Effekt, auch als „Power-Hop“ bezeichnet, wird in [2] als ein vom Reifen angefachtes Schwingen des Fahrwerks und des Antriebsstrangs definiert. Auch mit eingeschalteten Fahrzeugstabilisierungssystemen, wie dem ASR, kann es zu diesem Aufschwingen des Aggregats kommen, mehr noch, durch den Eingriff des Systems können die Schwingungen sogar induziert werden, vgl [1].

Neben den bereits erwähnten Problemen hinsichtlich des Bauraumbedarfs hat dieser Effekt auch erheblichen Einfluss auf die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und auch auf die Lebensdauer von Fahrwerks-, Aggregatlagerungs- und Karosseriebauteilen. Das Auftreten der Antriebsstrangschwingungen häuft sich bei feuchten bzw. nassen Fahrbahnbedingungen und kann bei Fahrzeugen mit verschiedenen Antriebskonzepten (Verbrenner, Hybrid- und Elektrofahrzeug; Front-, Heckantrieb) beobachtet werden.

Diese Beobachtungen konnten prinzipiell auch an einem eigens konzipierten Längsdynamikprüfstand untersucht und nachgewiesen werden. Dabei konnte auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen eine Reproduzierbarkeit des Effekts aufgezeigt werden, sodass davon ausgegangen werden kann, dass die Antriebsstrangschwingungen im Sinne der Power-Hop-Schwingungen in erheblichem Maße von der integralen Darstellung des Kraftschlussbeiwertes über dem Schlupf des Reifenlatschs beeinflusst wird.

Die genauere Betrachtung dieses Systemverhaltens mit den aufklingenden Schwingungen des Aggregats führt zu dem Schluss, dass es sich dabei um selbsterregte Schwingungen handelt. Weitere Details und Erklärungen zur Aggregatbewegungsmessung sind [3], zum Messfahrzeug, dessen messtechnischer Ausstattung sowie Untersuchungen im Gesamtfahrzeugversuch aus [1] zu entnehmen. Ebenso können das Prüfstandskonzept und die Untersuchungen am Prüfstand [1] entnommen werden.

3 Selbsterregte Schwingungen

Schwingungen werden gemäß DIN 1311-1 [4] nach dem Entstehungsmechanismus unterteilt. Grundsätzlich wird dabei zwischen autonomen und heteronomen Schwingungen unterschieden. Bei einer autonomen Schwingung sind die im Zeitverlauf auftretenden Frequenzen vom Schwingungssystem selbst bestimmt, wohingegen bei einer heteronomen Schwingung die auftretenden Frequenzen durch eine Einwirkung von außen auf das Schwingungssystem bestimmt werden.

Zur Gruppe der autonomen Schwingungen zählen die freien Schwingungen, die bei Schwingungssystemen auftreten, die von einem Ausgangszustand sich selbst überlassen werden, und selbsterregte Schwingungen, bei denen einem schwingungsfähigen System von außen Energie zugeführt wird. Innerhalb der Gruppe der selbsterregten Schwingungen wird wiederum in Schwingungssysteme eines Schwinger- und Speichertyps unterteilt. In der Dynamik kann die Reibung zu Schwingungen führen, die zur Gruppe der selbsterregten nichtlinearen Schwingungen gezählt werden.

Selbsterregte Schwingungen zeichnen sich dadurch aus, dass sie im eingeschwungenen Zustand während einer Schwingungsperiode einer externen Energiequelle gerade soviel Energie entziehen, dass ihre Dämpfungsverluste ausgeglichen werden. Im Fall der reiberregten Schwingungen erhält das System die benötigte Energie aus dem Reibkontakt, vgl. [5]. In der technischen Mechanik werden zur Untersuchung selbsterregter Schwingungen die in Bild 2 gezeigten Ersatzmodelle herangezogen.

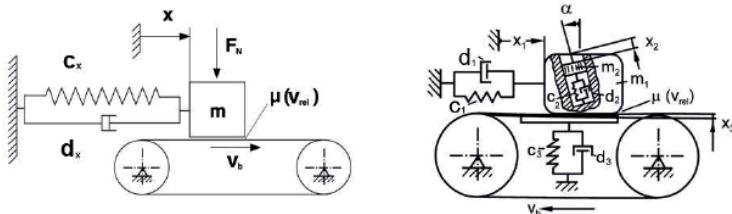


Bild 2: Mechanische Ersatzmodelle zur Beschreibung selbsterregter Schwingungen, Einmassenschwinger (links) und Reibschwinger nach [6] (rechts)

Das Modell auf der linken Seite von Bild 2 bildet einen Einmassen-Schwinger ab, bei dem die Masse m aufgrund ihres Eigengewichtes und gegebenenfalls durch eine zusätzliche Normalkraft F_N auf ein mit der Geschwindigkeit v_b umlaufendes Band gedrückt wird. Die Masse wird in horizontaler Richtung durch eine Feder mit der Steifigkeit k_x und einem Dämpfer mit dem linearen Dämpfungsbeiwert d_x mit der Umgebung verbunden. Die Auslenkung der Masse in horizontaler Richtung wird durch die Koordinate x beschrieben. Zwischen Masse und Band wird zur Beschreibung des Reibkraftverlaufes im Allgemeinen ein von der Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Reibpartner abhängiger Reibbeiwert angesetzt, so dass gilt:

$$\mu = f(v_{rel}) \text{ mit } v_{rel} = (v_b - \dot{x}).$$

Die Selbsterregung im schwingungsfähigen System ist am stärksten, wenn die Reibkennung einen sprungartigen Abfall oder einen negativen Gradienten aufweist.

Das zweite Ersatzmodell aus Bild 2 (rechte Seite) wird von [6] vorgestellt. Hier wird ein Modell entwickelt, das selbsterregte Schwingungen aufweist, obwohl entgegen den zuvor beschriebenen Verhältnissen, eine streng monoton steigende Reibkennlinie im Kontakt vorgegeben wird.

Dabei wird ausgehend von dem zuvor beschriebenen Ersatzmodell des Einmassenschwingers zusätzlich innerhalb der Masse m_1 , die auf dem umlaufenden Band aufliegt, eine zweite Masse m_2 eingebunden. Diese Masse kann sich unter dem Winkel zur Hochachse innerhalb der ersten Masse bewegen und wird durch ein Kelvin-Voigt-Element (c_2 ; d_2) an die erste Masse gekoppelt. Dadurch, dass für das Band eine elastische Bettung (c_3 ; d_3) eingeführt wurde, auf der sich gleichfalls die erste Masse vertikal bewegen kann, konnten hier trotz der Annahme einer streng monoton steigenden Reibkennlinie selbsterregte Schwingungen nachgewiesen werden. Die Erklärung findet sich in dem nun vorhandenen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung, der Hoch- oder Normalkraftschwankungen des Systems zulässt, sowie dem Winkel, unter dem die Masse m_2 zur Hochachse angeordnet ist.

Die genannte Normalkraftschwankung wird auch von [7] als eine Möglichkeit für das Auftreten reibinduzierter Schwingungen aufgeführt, ohne dass eine fallende Kennlinie angesetzt wird.

Somit ergeben sich für die Betrachtung der selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen in der Simulation zwei Möglichkeiten, die als Ursache angesehen werden können. Der negative Gradient in der globalen Beschreibung der Kraftübertragung in der Reifen-Fahrbahn-Interaktion sowie die Normalkraftschwankungen, die in Folge der Profilblockdynamik und/oder auch der unebenen Fahrbahn auftreten können.

Die Kraftübertragung des Reifens erfolgt in der Latschfläche, in der die Profilblöcke des Laufstreifens die Fahrbahnoberfläche berühren und somit für die Kraftübertragung von besonderem Interesse sind. Die Anwendung der Ansätze der Elastomerreibung zur Beschreibung des Reifenkraftverhaltens auf rauen Oberflächen erfordert daher zunächst einen Einblick in die Profilblockdynamik. Unter der Vorgabe, dass ein Profilklotz eines rollenden Reifens wiederholt den Reifenlatsch in kurzer Zeit durchläuft, kann für ein Profilelement der Fahrbahnkontakt als eine Folge einzelner Kontakte angesehen werden.

So zieht [7] den Schluss, dass diese reibinduzierten Scherbewegungen, die an einem Klotz zur Anregung in Normalkraftrichtung führen, bei mehreren Klotzen, die sich im Reifenlatsch befinden, zu nicht zu vernachlässigenden Normalkraftschwankungen führen können, die dann bei einer ungünstigen Systemkonstellation, wie dem negativen Gradienten im Reibkraftverlauf, Stick-Slip-Schwingungen hervorrufen können.

In Bezug auf die Simulation des Reifenverhaltens wird in [8] gezeigt, inwiefern die Eigenschaften eines Profilelementes das Gesamtsystemverhalten beeinflussen. Dabei wurde die Entstehung von Seitenkraftschwankungen bei größeren Schräglauwinkeln an Gürtelreifen untersucht und eine Sensitivitätsanalyse des Systems auf Änderungen an den Profilelementeigenschaften durchgeführt.

Danach sind für den fallenden Verlauf der Gesamtreifenkennlinie der negative Gradient der Profilelementkennung verantwortlich. Um diesen Einfluss zu dokumentieren, wurde eine Mehrzahl von Simulationen mit unterschiedlichen Reibwertverläufen an den Profilelementen durchgeführt.

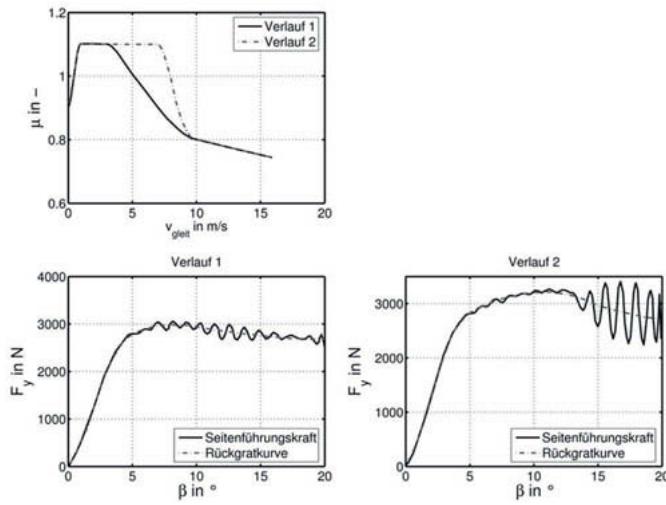


Bild 3: Definition der Reibwertverläufe (oben) sowie die berechneten Seitenkraftkurven (unten), nach [8]

Erläuternd dazu sind in Bild 3 im oberen Diagramm zwei dieser Kennungen gezeigt, bei denen der Reibwert als Funktion der Gleitgeschwindigkeit dargestellt ist. In schwarz (volle Linie) ist ein Verlauf zu erkennen, bei dem an ein relativ kurzes Plateau sich eine fallende Kennlinie anschließt, deren Gradient deutlich kleiner ist als der Gradient der strichpunktierter grauen Kurve. Dabei setzt der Abfall der Kurve auch bei höheren Gleitgeschwindigkeiten ein. Die Seitenkraftkennungen, die sich einstellten, sind im unteren Bereich von Bild 3 (Verlauf 1 und Verlauf 2) über dem Lenkwinkel β gezeigt.

Auf Grund dieser Untersuchungen konnte von [8] nachgewiesen werden, dass bei genügend ausgedehnten Gleitbereichen die Auswirkungen der unterschiedlichen Reibungsverhältnisse deutlich werden und somit selbsterregte Schwingungen auftreten können. Ebenso wird darauf verwiesen, dass quasistationäre Kennungen, wie z.B. Messung der Längskraft- Schlupf-Kennung, die Reibungsverhältnisse bereits als integrale Aussagen, gemittelt über die Kontaktfläche, enthalten.

4. Untersuchung in der Simulation

Die virtuelle Untersuchung des Effekts erfolgte in [1] an einem längsdynamischen Ersatzmodell, bei dem ein Torsionsmodell eines Antriebsstrangs mit einem zweidimensionalen kennlinien- bzw. kennfeldbasierten Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt wurde. Zur Beschreibung

des Reifenverhaltens wurden zunächst integrale Kennlinien zur Abbildung des Kraftschluss-Schlupf-Verlaufs sowie ein dreidimensionales Kraftschlusskennfeld als Funktion von Schlupf und Längsgeschwindigkeit implementiert.

Allerdings werden bei der Bestimmung der Reifenkräfte keine Fahrbahnunebenheiten berücksichtigt. Sämtliche Bewegungsgleichungen werden in dem numerischen Simulationswerkzeug MATLAB®/ SIMULINK® abgebildet. Die Lösung der Gleichungen erfolgt durch numerische Integrationsverfahren, in diesem Falle durch das explizite Einschrittverfahren nach Runge-Kutta mit einer festen Schrittweite von $\Delta t = 0,1$ ms.

Dieses Zusammenwirken der Teilmodelle ist in Bild 4 nochmals grafisch dargestellt.

Mit dieser Art der Modellbildung können die Antriebsstrangschwingungen in vergleichbarer Weise zu den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugversuche abgebildet werden. Nach den Erkenntnissen der Gesamtfahrzeugmessungen und der Resultate am Prüfstand wurden die Kraftschlusskennungen als integrale Größen zur Beschreibung des Reifenverhaltens modelliert. Dabei stellten sich die Aggregatschwingungen in Abhängigkeit der definierten Kraftschlusskennungen vergleichbar zu denen im Gesamtfahrzeugversuch beobachteten Schwingungsmustern ein. Die Modellbildung erfolgte modular, sodass der Antriebsstrang entsprechend der betrachteten Antriebsart modifiziert werden kann.

Wie bereits im Abschnitt 3 erläutert, kann unter der Annahme, dass ein Profilklotz eines rollenden Reifens wiederholt den Reifenlatsch in kurzer Zeit durchläuft, der Fahrbahnkontakt für ein Profilelement als eine Folge einzelner Kontakte angesehen werden.

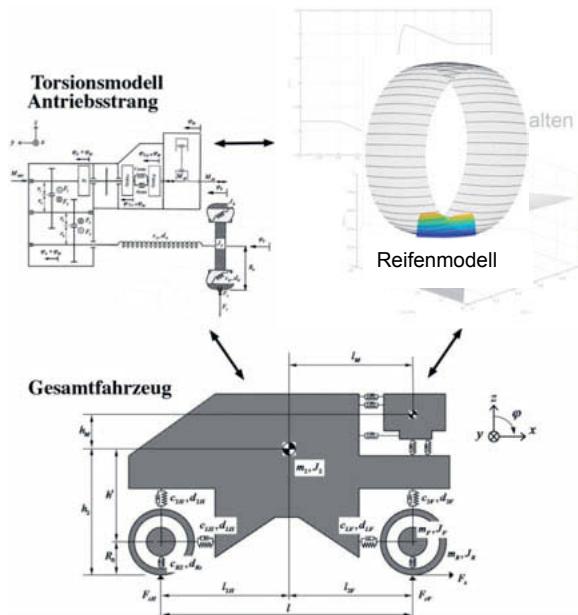


Bild 4: Zusammenhang innerhalb des längsdynamischen Ersatzmodells [1] – erweitert um Reifenmodell

Daher sind die bisherigen Modellierungen zur Reifenkraftbeschreibung durch ein quasistationäres Reifenmodell ersetzt worden, das die tangentialen Reifenkräfte anhand der Relativgeschwindigkeit und Kontaktdruckverteilung im Latsch für eine diskretisierte Reifenkontaktfläche bestimmt. Diese Modellierung ist beispielhaft nachfolgend in Bild 5 dargestellt. Im oberen Teil ist zunächst die integrale Längskraftkennung während einer Power-Hop-Simulation über der Zeit dargestellt. Darunter ist die dynamische Radlaständerung zu erkennen, die eine Normalkraftschwankung mit einer Frequenz von $f \approx 20$ Hz und einer Amplitude von ca. 200 N bei einer statischen Radlast von 4700 N aufweist. Danach sind zu zwei Simulationszeitpunkten die Längskraft- (links) und Vertikalkraftverteilung (rechts) je Latschelement dargestellt. Dabei ist die Unterscheidung in haftende und gleitende Elemente anhand der Form der Längskraftverteilung zu erkennen.

Dabei wird ähnlich dem zuvor beschriebenen Ansatz, dass am rollenden Reifen der Fahrbahnkontakt eines Profilelements als eine Folge einzelner Kontakte angesehen werden kann, je Kontaktelment in der Reifenaufstandsfläche der Kontaktdruck und die Relativgeschwindigkeit bestimmt.

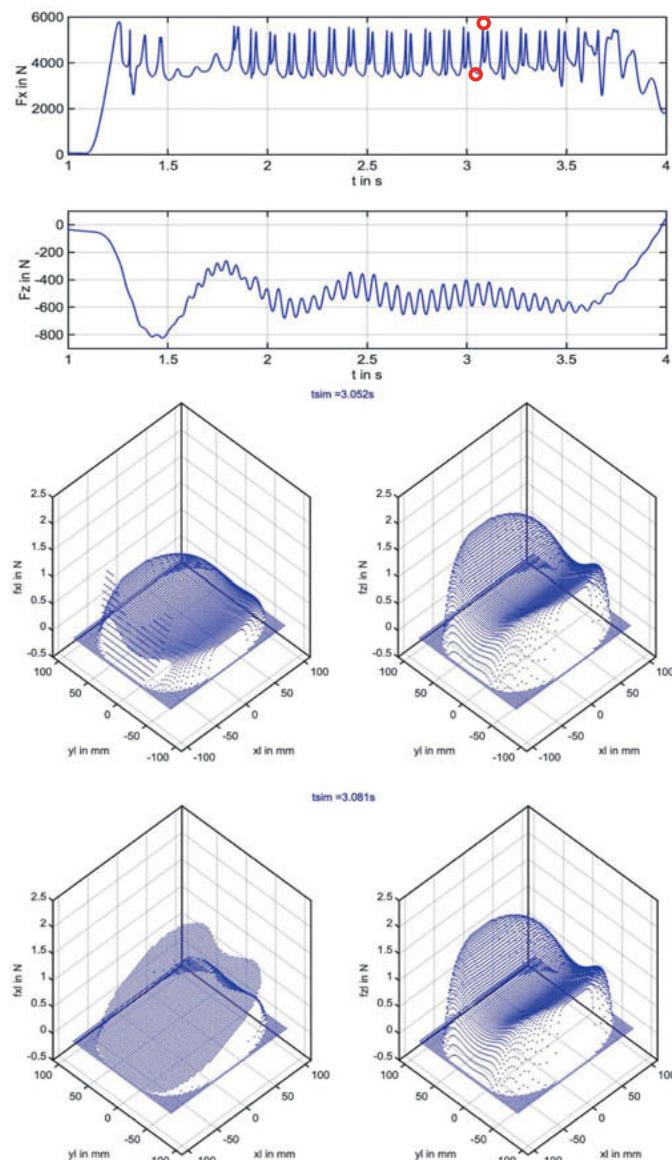


Bild 5: Ergebnisgrößen Reifenmodell (Längskraft, dyn. Radlastverlauf/ Tangential- und Vertikalkräfte im Kontakt zu zwei Zeitpunkten)

Anschließend können für jedes Kontaktlement die tangentialen Kräfte in Abhängigkeit eines Kraftschlussbeiwertes bestimmt werden.

Die Kennung des Reibbeiwertes ist dabei ähnlich der in Bild 3 (oben) definiert. Die Parameterwerte der Kennung (Kraftschlussbeiwert und Relativgeschwindigkeit) können durch eine Parameteroptimierung anhand von Reifenmessungen identifiziert werden.

Dies würde auch im Vorfeld zu dem Simulationsergebnis, das in Bild 5 dargestellt ist, durchgeführt. Im nachfolgenden Bild 6 ist das Resultat einer solchen Parameteridentifikation im Vergleich zu den in [1] entwickelten Reifenkraftkennungen zur Simulation des Power-Hops bzw. der Messergebnisse am Längsdynamikprüfstand wiedergegeben. Die integrale Reifenlängskraftkennung ist nun in blau zu erkennen.

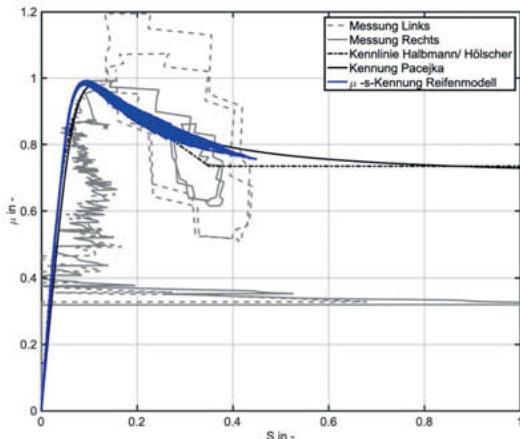


Bild 6: Definition der Kraftschlusskennungen im Vergleich zu den Messergebnissen auf Asphalt

Die beiden nachfolgenden Bilder (Bild 7 und Bild 8) vergleichen die Ergebnisse der Simulationen mit dem quasistationären Reifenmodell mit den Ergebnissen aus [1]. Zunächst sind in der linken Spalte die Daten der Messfahrt den simulierten Daten mit den Reifenkennungen in schwarz vergleichend gegenübergestellt. Ergänzend ist in der dritten Spalte in blau die jeweilige Ergebnisgröße der Simulationen mit dem Reifenmodell aufgezeigt. In beiden Abbildungen ist zu erkennen, dass die Simulation die wesentlichen Frequenzinhalte gemäß den aus den Messdaten ermittelten Größen aufzeigt. Im Fall der Vorderradgeschwindigkeit, die über den Drehzahlsensor an der Felge gemessen wird, ist es eine Frequenz von $f \approx 10,7$ Hz bzw. $f \approx 11,3$ Hz.

Die Frequenzinhalte der Motornickbeschleunigung mit ihren höherharmonischen Anteilen können ebenfalls in vergleichbarer Weise bestimmt werden. Für die simulierten

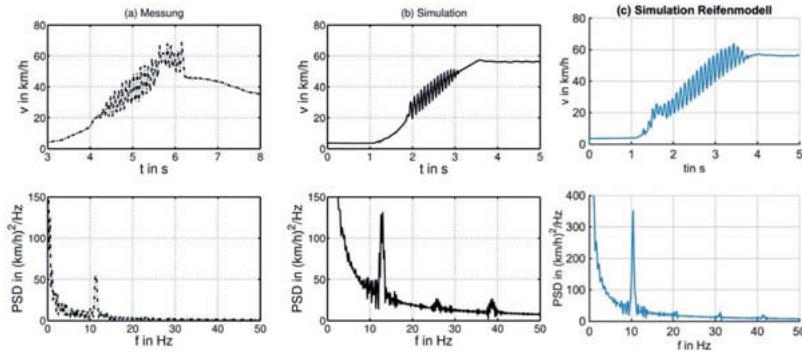


Bild 7: Vergleich der Zeitsignale und der spektralen Leistungsdichten an der Felge ((a) & (b) aus [2])

Motornickbeschleunigungen ähneln die Amplituden der spektralen Leistungsdichte den Ergebnissen, die bei der Analyse des Gesamtfahrzeugmessungen mit verstieffter Pendelstütze in [1] beobachtet wurden. Durch die Versteifung der Pendellagerung führt das Aggregat eine Pendelbewegung um die blockierte Pendelstütze aus. Dies ähnelt dem Ansatz der Modellbildung in der virtuellen Untersuchung, bei der ein fester Drehpunkt des Aggregats definiert wurde.

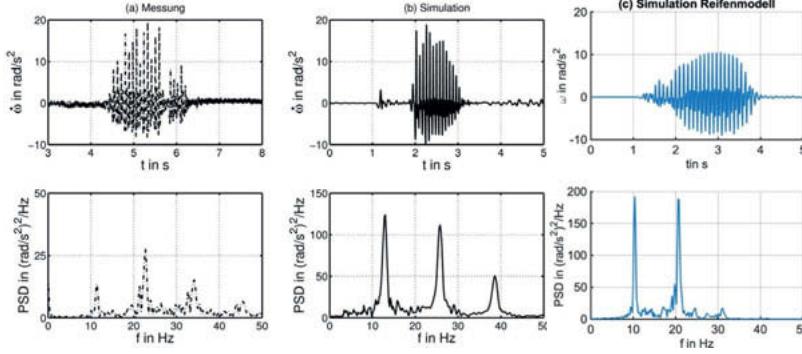


Bild 8: Vergleich der Zeitsignale und der spektralen Leistungsdichten der Motornickbeschleunigung ((a) & (b) aus [2])

Bezüglich der Abbildung der Aggregatschwingungen kann somit festgehalten werden, dass das vorgestellte Ersatzmodell mit dem Reifenmodell diese in einer zum Fahrversuch vergleichbaren Weise wiedergibt und sich dieses Modell zur Untersuchung von beeinflussenden Maßnahmen zur Reduktion der Aggregat- und damit auch der Gesamtfahrzeugschwingungen eignet.

5. Abhilfemaßnahmen

Basierend auf den theoretischen Überlegungen zu selbsterregten Schwingungen und den vorgestellten Ergebnissen lassen sich im Wesentlichen zwei Maßnahmen definieren, die zur Reduktion bzw. Vermeidung dieses Schwingungsphänomens führen. Zum einen muss die externe Energiequelle, die zum Ausgleich der Dämpfungsverluste notwendig ist in der Energiemenge reduziert werden. Zum anderen stellt sich die Frage nach konstruktiven Maßnahmen, um ein weniger empfindliches System zu realisieren.

Zum einen wird in [1] eine Steueralgorithmus zur Reduktion der Schwingungen durch eine gezielte Reduktion des Motormoments vorgestellt und anhand eines Referenzzustandes in seiner Wirksamkeit untersucht.

Eine wirksame konstruktive Maßnahme zur Schwingungsreduktion ist zunächst relativ einfach darstellbar: in dem man das Aggregat nicht in Elastomeren lagert, sondern direkt mit der Karosserie verschraubt. Dieses aus dem Motorsport bekannte Prinzip steht aber im Konflikt mit den einleitend beschriebenen Anforderungen an den Fahrkomfort. Eine Variation des Aggregatlagerungskonzepts mit Elastomerlagern wie z.B. der Schritt von einer Dreipunktpendellagerung zu einer Vier- oder Fünfpunktlagerung bietet ebenfalls keine Möglichkeit das Phänomen zu verhindern. Zusätzlich würden die Kosten durch den Mehraufwand in der Konstruktion höher.

Zum anderen wäre, wie bereits in [9] erörtert, eine Kombination aus den beiden Ansätzen erfolgsversprechender: ein fahrmanöverabhängiges Fixieren des Aggregats. Bei schärferen Anfahrvorgängen wird das Aggregat fixiert und ansonsten im regulären Fahrbetrieb soll eine Entkopplung von Aggregat und Karosserie durch Elastomere sichergestellt werden. Diese Möglichkeit bilden schaltbare bzw. (semi-)aktive Aggregatlager. Aus Sicht eines Fahrzeugherstellers sollte bei einem wirtschaftlichen Mehraufwand aber nicht nur ein Fahrbetriebsfall behoben werden, sondern möglichst weitere positive Effekte erzielt werden. Sowohl semiaktive Systeme wie zum Beispiel magneto-rheologische Aggregatlager [10] wie auch aktive Aggregatlager [11] sind bereits bei Fahrzeugen im Einsatz. Bezuglich Power-Hop sei dabei insbesondere auf das „PADM“-Lagerkonzept von Porsche hingewiesen (siehe [10]). Bei diesem System handelt es sich um ein Lagerungssystem mit zwei magneto-rheologischen La-

gern (MR-Lager), die im Falle eines schnellen Anfahrens gezielt die Lager verstauen um die selbsterregten Schwingungen des Gesamtfahrzeugs zu vermeiden.

In Fahrzeugen mit Front-Quer-Motoranordnung kommen diese MR-Lagerkonzepte zur Vermeidung der selbsterregten Schwingungen aber noch nicht serienmäßig zum Einsatz. Voruntersuchungen in höherwertigen MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen und in ersten realen Fahrversuchen haben jedoch bereits einen Hinweis auf einen positiven Einfluss aufgezeigt.

Zur weiteren Untersuchung des Verhaltens und zur Modellbildung der MR-Lager wurde der servohydraulische Prüfstand des Fahrzeuglabors der HAW Hamburg gemäß dem in Bild 9 gezeigten schematischen Aufbau derart erweitert, dass nun das MR-Lager gezielt vermessen werden kann. Ebenso besteht nun ähnlich dem in [10] beschrieben Funktionsprinzip die Möglichkeit verschieden Fahrzustandssituationen vorzugeben und in deren Abhängigkeit das MR-Lagerverhalten zu verändern.

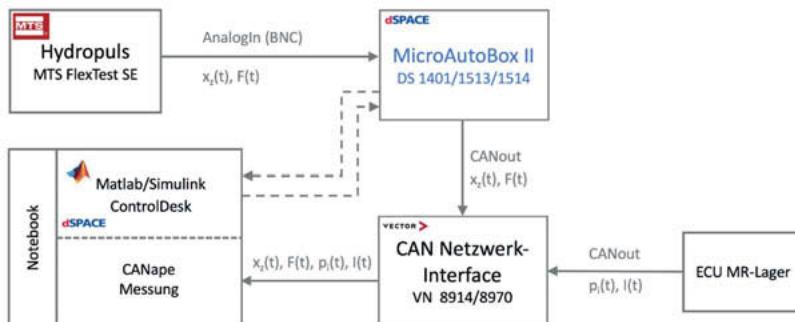


Bild 9: Systemschema servohydraulischer (einaxialer) Prüfstand zur MR-Lager Messung [12]

Im folgenden Bild 10 ist der aktuelle Stand der Modellbildung des MR-Lagers mit Messergebnissen des MR-Lagers zu erkennen (Amplitude $z=4\text{mm}$, Frequenz $f=11\text{ Hz}$).

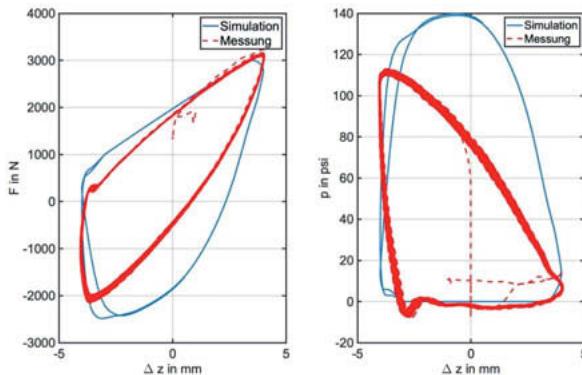


Bild 10: Vergleich Simulation und Versuch MR-Lager am einaxialen Prüfstand

6. Zusammenfassung und Ausblick

Bei scharfen Anfahrtmanöver kann es, vor allem in Abhängigkeit der Fahrbahnkonditionen, zu selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen kommen. Dieser Effekt hat neben einem erhöhten Bauraumbedarf des Aggregats auch Einfluss auf die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und auf die Betriebsfestigkeit verschiedener Komponenten.

Im Rahmen dieser Arbeit sind diese Art Schwingungen unter besonderer Berücksichtigung des Reifeneinflusses analysiert und die Möglichkeit der virtuellen Untersuchung dargestellt worden.

Nach der Betrachtung der allgemeinen Modellbildung zur Analyse reiberregter Schwingungen, die entweder einen negativen Gradienten in der Kraftschluss-Kennung oder eine Normalkraftschwankung bedingen, wurde das Verhalten eines Reifenprofilelements in Bezug auf diese beiden Größen negativer Gradient bzw. Normalkraftschwankung erörtert.

Unter der Berücksichtigung der Versuchsergebnisse aus [1] wurde ein längsdynamisches Fahrzeugsatzmodell mit einem quasistationären Reifenmodell kombiniert, sodass das Schwingungsphänomen in der Simulation untersucht werden konnte.

Das Reifenmodell berechnet dabei die integralen Tangentialkraftgrößen aus den diskreten Zuständen der Elemente im Reifen-Fahrbahn-Kontakt und stützt sich somit auf den zuvor erwähnten Ansatz des Profilelementverhaltens. Die Parameter zur Reibkraftkennung des Reifenmodells wurden anhand der Versuchsergebnisse aus [1] identifiziert.

Die Ergebnisse der MKS-Simulation zeigen auch bei der Nutzung des Reifenmodells eine qualitativ sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des Fahrversuchs, auch hinsichtlich der Abbildung des Power-Hops.

Dadurch besteht nun die Möglichkeit aus Reifenprüfstandsmessungen heraus ein quasistationäres Reifenmodell zu bedienen und den Einfluss auf das (längs-)dynamische Gesamtfahrzeugverhalten zu betrachten.

Weiterhin wurde für weiterführende virtuelle Untersuchungen zu den (semi-)aktiven Lagerungskonzepten der aktuelle Stand aufgezeigt. Zum einen die Einbindung der MR-Lager am servohydraulischen Prüfstand sowie ein Einblick in den Stand der Modellbildung der Lager.

Die Modellbildung der MR-Lager muss aber noch weiter verbessert werden, sodass zum einen das Verhalten auf Bauteilebene besser im Vergleich zu den Prüfstandsmessungen wiedergegeben werden kann.

Daran anschließend kann dann die Betrachtung der selbsterregten Gesamtfahrzeugschwingungen in komplexeren CAE-Umgebungen wie z.B. IPG. CarMaker vorgenommen werden. Solche Umgebungen erlauben eine Einbindung des quasistationären Reifenmodells ebenso wie die Einbindung des MR-Lagermodells. Insbesondere auch hinsichtlich der zukünftigen Entwicklungen wie Hybridfahrzeuge und den rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen.

- [1] Engel, D.: Analyse selbsterregter Gesamtfahrzeugschwingungen in der dynamischen Bauraumuntersuchung. Aachen: Shaker Verlag 2010
- [2] Halbmann, W.; Hölscher, M.: Power Hop – Durch den Reifen angefachte Schwingungen von Fahrwerk und Antriebsstrang. Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Bd. 1, Fahrzeudynamik (1988), S.83-109.
- [3] Wojke, B.; Fuhrmann, J.: Dynamische Bauraumuntersuchungen. Berechnung und Simulation im Fahrzeubau (2002), VDI-Berichte Nr. 1701, S.495-515.
- [4] DIN 1311-1: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme. Teil 1: Grundbegriffe, Einteilungen. Februar 2000
- [5] Hagedorn, P.: Nichtlineare Schwingungen. Wiesbaden: Akademische Verlagsgesellschaft, 1978
- [6] Brommundt, E.: Ein Reibschwinger mit Selbsterregung ohne fallende Reibkennlinie. In: Z. angew. Math. . Mech. 75(11), S.811-820, 1995
- [7] Kendziorra, N.; Moldenhauer, P. ; Wies, B.: Verschiedene Aspekte der Reibdynamik am Fahrzeugreifen. In: Nichtlineare Schwingungen, VDI-Berichte Nr.2022 S.1-19. Düsseldorf, 2007
- [8] Oertel, C.: Untersuchungen von Stick-Slip-Effekten am Gürtelreifen. Dissertation TU Berlin. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 147. Düsseldorf : VDI-Verlag,1990
- [9] Engel, D.: Selbsterregte Gesamtfahrzeugschwingungen. In: VDI-Bericht 2295, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2017
- [10] N.N.: Porsche 911 GT3 (2009), Porsche Engineering Magazine 2/2009, S.10-13
- [11] Römling, S.; Vollmann, S.; Kolkhorst, T.: Das Aktive Motorlagerungssystem im Neuen Audi S8. MTZ Motortech Z (2013) 74: S.54-59
- [12] Bünn, Y.; Franz, E.; Heckenberger, S.: Erweiterung des Laborversuchs magneto-rheologisches Motorlager. ASF-Projektarbeit, HAW Hamburg 2019

Biegeschwingungen in dünnwandigen Strukturen durch Partikelkontakte

Untersuchungen des Anregungsmechanismus und die Modellierung der selbsterregten Schwingung

T. Falke, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **M. Kröger**,

Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung,
Technische Universität Bergakademie Freiberg;

K. Krüger, M.Sc., Dr.-Ing. **T. Mütze**,

Institut für Mechanische Verfahrenstechnik und Aufbereitung,
Technische Universität Bergakademie Freiberg

Kurzfassung

Beim Entleeren dünnwandiger Metallsilos kommt es zu Fließstörungen, die unter dem Begriff Silovibrationen zusammengefasst werden. Ursache hierfür ist eine selbsterregte Schwingung der äußeren Partikel und der Wandung, welche in unmittelbarem Reibkontakt stehen (Stick-Slip-Effekt).

In diesem Beitrag liegt der Schwerpunkt auf dem Zusammenhang zwischen den Biegeschwingungen der Struktur und dem Anregungsmechanismus der Selbsterregung, sowie der Modellierung der Schwingung selbst.

Der Anregungsmechanismus erfolgt durch den direkten Kontakt der äußeren Partikelrandschicht und der Struktur. Mittels Kontaktflächenvisualisierung wird dieser qualitativ und quantitativ bestimmt. Dabei wird das Modellsystem mittels einer Anregung in Schwingung versetzt und die zeitlich veränderliche Größe der Kontaktfläche jedes einzelnen Partikels erfasst. Des Weiteren wird die Reibkennlinie zwischen den Partikeln und der dünnwandigen Struktur bestimmt und bildet damit die Grundlage für die Modellierung der selbsterregten Schwingung. Zusätzlich zu dem Kontakt zwischen der äußeren Partikelschicht und der Struktur, zeigen auch Partikeleigenschaften Einfluss auf die Vibrationen. So kann das Verhältnis von Elastizität zu Dämpfung von der Schüttung die Schwingung entweder begünstigen oder abschwächen.

1. Einleitung

Das Entleeren von Schüttgütern aus dünnwandigen Metallsilos führt zum Teil zu Schwingungserregung der Silostruktur und wird als Silovibration bezeichnet [1,2]. Hier werden Granulat für die Kunststoffherstellung mit Partikelgrößen um 3 mm als Schüttgüter betrachtet. Je

nach Werkstoff, Partikelform und Oberfläche der Partikel und der Gegenfläche kommt es zu Silovibrationen, die Geräusche bis zu 100 dB erzeugen können. Dabei ist es bisher nicht gelungen, diese Probleme vorherzusagen.

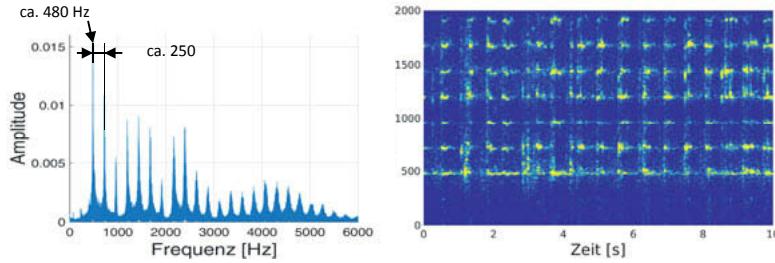


Bild 1: Frequenzanalyse von Silogeräuschen (links) und deren Kurzzeitfrequenzanalyse (rechts)

Akustische Aufzeichnungen der Silogeräusche zeigen sehr spezifische Eigenschaften. Bild 1 links stellt eine Frequenzanalyse (FFT) dar. Es fällt auf, dass neben der Hauptfrequenz von ca. 480 Hz viele hochfrequente Anteile auftreten, deren Frequenzen jeweils einen Abstand von ca. 250 Hz besitzen. In diesem Fall besonders ist, dass die Grundharmonische bei 250 Hz kaum ausgeprägt ist. Soll die zeitliche Veränderung der Geräusche mit betrachtet werden, so bietet sich eine Kurzzeitfrequenzanalyse (STFT) an, die im Bild 1 rechts dargestellt ist. Hierbei zeigt sich, dass die Geräusche nicht dauerhaft auftreten, sondern recht regelmäßig unterbrochen sind. Es ergeben sich in dem Fall etwa 2 Geräuschereignisse pro Sekunde, die von etwa gleich langen Ruhepausen unterbrochen sind.

Schwingungstechnische Modellierungen von hohen, dünnwandigen Silostrukturen zeigen eine große Anzahl von Eigenmoden, unter denen besonders prägnant die Moden mit Biegedeformationen der Silowandung sind, siehe Bild 2 links.

2. Modellansatz

Um die selbsterregten Siloschwingungen zu verstehen, bietet es sich an, die Ursachen genauer zu betrachten. Popp [3] ist zu entnehmen, dass für selbsterregungsfähigen Schwingers 3 Teilsysteme gegeben sein müssen, siehe Bild 2 Mitte:

1. **Eine Energiequelle**, die hier als Bewegungsenergie des Schüttgutes beim Entleeren festgestellt werden kann.
2. **Ein schwingungsfähiges System**, das hier die Silostruktur bildet, die aufgrund der Dünnwandigkeit insbesondere akustisch kritische Biegeschwingungen zeigen kann.

3. Ein **Schaltmechanismus**, der aus der Energiequelle im Takt der Schwingung Energie in das schwingungsfähige System einleitet. Dieser Schaltmechanismus ist bei selbst-erregungsfähigen Systemen meist nur schwer genau festzustellen. Daher liegt auch in dieser Arbeit das Hauptaugenmerk auf diesem Punkt. Da die Energie aus der Schüttgutbewegung in die Silostruktur durch den Schaltmechanismus übertragen wird, ist dieser in der Kontaktzone zwischen Schüttgut und Silowand zu suchen, wie es bei vielen reibungsselbstregulierten Schwingungen der Fall ist.

Ein klassisches Modell für reibungserregte Schwingungen stellt der Reibschwinger mit einer über eine Feder c und optional einem Dämpfer d gehaltene Masse m , die auf einem bewegten Untergrund (Förderband) mit Geschwindigkeit v_0 liegt und mit dem Untergrund über Normalkräfte und Reibkräfte wechselwirkt. Dabei hängt die Reibung von der Relativgeschwindigkeit zwischen Band v_B und der Klotzgeschwindigkeit \dot{x} ab. Dieses Modell soll hier ebenfalls betrachtet werden, wobei zwischen dem Band als Kernfluss des Schüttgutes und dem Schwinger zusätzlich eine Schüttgutschicht betrachtet wird. Basierend auf diesem Modell werden im Weiteren Untersuchungen zum Kontakt, der Reibcharakteristik und der Schüttguteigenschaften gezeigt.

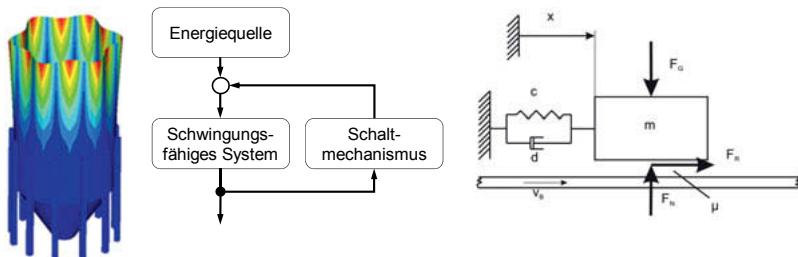


Bild 2: Beispielhaft Schwingungsmodus eines Silos (links), Blockschaltbild eines selbsterregungsfähigen Schwingers (Mitte), vgl. [4], und Grundmodell eines Reibschwingers, vgl. [3], (rechts)

3. Untersuchung des Kontakts zwischen Partikeln und Wand

3.1 Beobachtung der Kontaktfläche

Für die Beschreibung des Kontakts, ist ein Verständnis über die Kontakt situation von entscheidender Bedeutung. Dabei bietet die Kontaktfläche eine gute Möglichkeit der Analyse und Bewertung des Kontakts und kann Rückschlüsse auf die Kontaktkraft ermöglichen [5].

Für die Umsetzung dient der im Folgenden vorgestellte Versuchsaufbau „Visualisierungsprüfstand“, siehe Bild 3. Dabei werden die Partikel in ein Acryglasrohr (Polymethylmethacrylat,

kurz: PMMA) gefüllt und mittels eines Deckels und Bodens statisch verpresst. Über eine Feder am Deckel kann diese Vorlast gezielt eingestellt werden. Zusätzlich dazu, wird senkrecht zur Oberfläche des Acrylglasrohres, eine zyklische Normalkraft mittels eines elektrodynamischen Schwingerregers (Shaker) erzeugt. Über eine Highspeedkamera wird die sichtbare Kontaktfläche aufgenommen und anschließend ausgewertet.

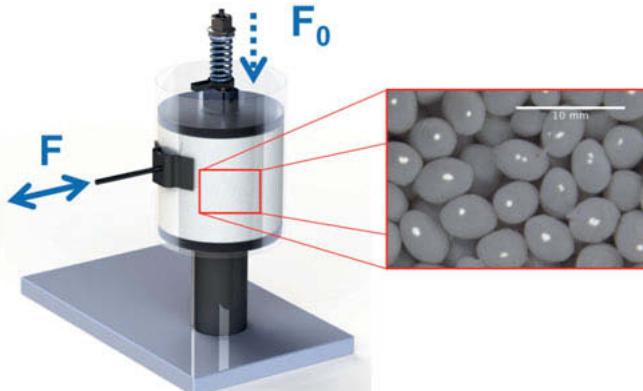


Bild 3: Versuchsaufbau „Visualisierungsprüfstand“. Die weißen Punkte auf den Partikeln (hier TPE-S) sind die Kontaktflächen.

Wie in Bild 3 rechts erkennbar ist, schwankt die Kontaktfläche zwischen Partikeln und Wand von Partikel zu Partikel teilweise stark. Dies bestätigt auch das Ergebnis in Bild 4 links eindeutig. Dargestellt ist die Kontaktfläche von drei ausgewählten Partikeln bei einer Anregung von 40 Hz durch den Shaker. Während sich die Größe der Kontaktfläche zwischen Partikel 1 und Wand kaum ändert, schwankt der Kontakt bei den anderen beiden Partikeln erheblich. Bei Partikel 3 kommt es sogar zu einem kurzzeitigen Lösen des Partikels von der Wand.

Diese bedeutet, dass die Interaktion der Randschicht mit der Wand großen Schwankungen unterliegt. Grund für diese Schwankungen ist der lokal inhomogene Spannungszustand des Schüttgutes.

Zusätzlich zu dieser Inhomogenität fällt in Bild 4 rechts eine Hysterese der Kontaktfläche auf. Dargestellt ist die quasistatische Kontaktfläche (ohne dynamische Anregung durch den Shaker) über der vertikalen Vorspannung. Es ist eine eindeutige linksläufige Hysterese erkennbar. Das heißt, dass auf dem Entlastungspfad, durch die Reduktion der vertikalen Verpressung,

die Kontaktfläche zunächst konstant bleibt. Dies lässt die Vermutung zu, dass es zu einem starken Verspannen innerhalb des Schüttgutes selbst kommt.

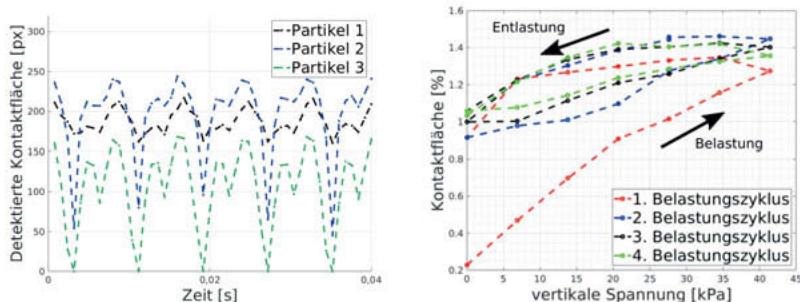


Bild 4: Vergleich von drei ausgewählten Partikeln bei dynamischer Anregung (links); erkennbare Hysterese der statischen Gesamtkontaktfläche (rechts)

Des Weiteren ist eine Art Einschwingprozess, vor allem vom ersten zu den weiteren Belastungszyklen, erkennbar. Das bedeutet, dass es nach einer Neubefüllung, zu leichten Umordnungen der Partikel und Verdichten des Schüttgutes kommen muss. Anschließend stützen sich die Partikel stärker an der Wand ab, als zuvor und leiten somit auch mehr Kräfte in die Wandstruktur ein.

3.2. Bestimmung der Reibkennlinie

Für die Bestimmung der Reibkennlinie wurde ein linearer Scherversuch mit dem in Bild 5 dargestellten Versuchsaufbau „Scherbox“ durchgeführt. Die Scherbox besteht aus einem transparenten Rahmen aus Acrylglas und beinhaltet die Partikel. Dabei kann über Stellschrauben am Deckel, der Abstand des Rahmens zum Boden so eingestellt werden, dass er weder auf dem Boden schleift, noch der Spalt zu groß ist und es zum Entleeren der Box kommt. Die Box steht auf einer Wandung, welche den Gegenkörper des Kontakts darstellt und wird zusätzlich mit Gewichten belastet. Die Gewichtskraft sorgt für die notwendige Kontaktspannung zwischen Partikeln und Wand. Ein Linearmotor sorgt mittels einer Kopplung mit der Federsteifigkeit c und der Dämpfung d dafür, dass eine Relativgeschwindigkeit zwischen Box und Wandung entsteht. Mittels Kraftsensoren kann die auftretende Reibkraft bestimmt werden.

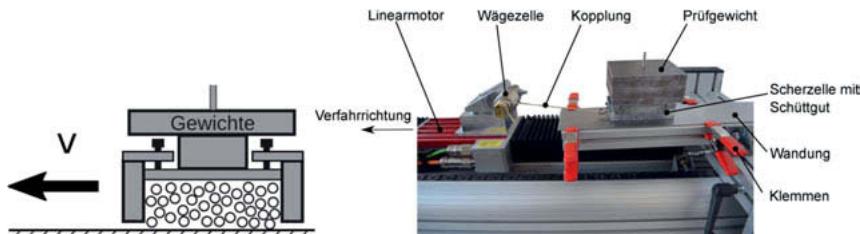


Bild 5: Versuchsaufbau „Scherbox“ mit schematischem Aufbau der gefüllten Box (links) und gesamtem Prüfaufbau (rechts)

Für die Bestimmung der Reibkennlinie wird der ermittelte Reibkoeffizient über der Geschwindigkeit dargestellt, siehe Bild 6. Materialien, welche zu einem ausgeprägtem Stick-Slip-Effekt neigen, z.B. weiches PVC (Polyvinylchlorid), zeigen hierbei eine sehr charakteristische Stribeck-Kurve (Bild 6 links). Dabei fällt der Reibwert zu Beginn von einem recht hohen Haftreibwert ($\mu_0=0,33$) recht steil und weit ab. Das Minimum des Reibwertes ($\mu=0,13$) wird erst bei ca. 8 mm/s erreicht und beträgt weniger als die Hälfte des Haftreibwertes. Anschließend steigt der Reibwert mit zunehmender Geschwindigkeit wieder leicht an. Über eine Approximation der Kurve mittels der Stribeck-Kurve (Gleichung 1) können trotz der vorhandenen Streuung die notwendigen Parameter ($\mu_0= 0,33$, $\mu_a=0,11$, $a=1,9$ s/mm, $b=1,14 \cdot 10^{-4}$ s²/mm²) für die Modellierung abgeschätzt werden.

$$\mu(\text{rel}) = \frac{\mu_0 - \mu_\infty}{1 + a|v_{\text{rel}}|} + b|v_{\text{rel}}|^2 + \mu_\infty \quad (1)$$

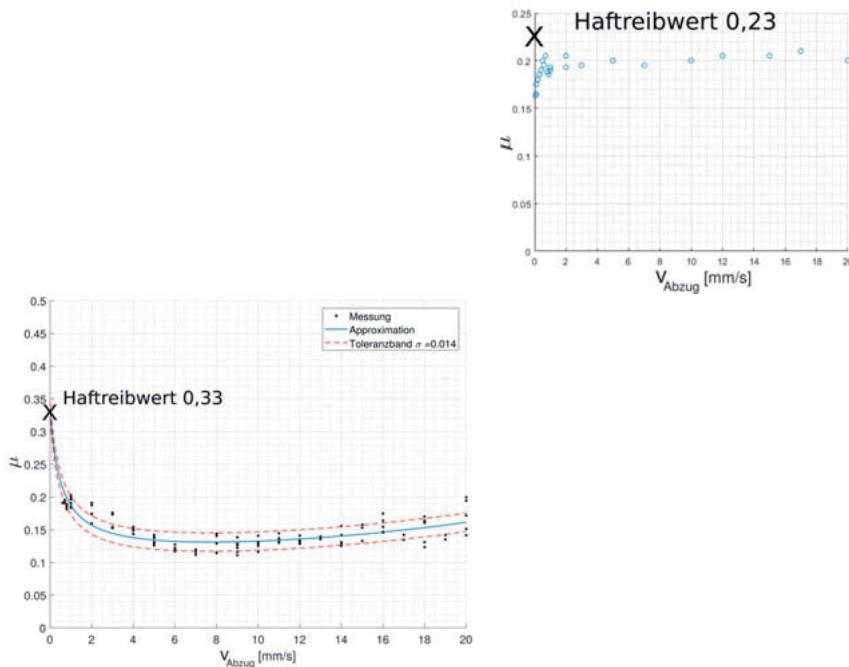


Bild 6: Vergleich der Reibkennlinien von PVC (links) und PE (rechts)

Entgegen dem eben beschriebenen Verhalten zeigen andere Materialien, z.B. PE (Polyethylen), in der Realität nur eine sehr geringe Stick-Slip-Neigung bis ca. 0,5 mm/s. Werden die Reibkennlinien von PVC und PE in Bild 6 verglichen, fällt ein komplett anderer Kurvenverlauf auf. Hierbei ist der Abfall des Reibwertes deutlich geringer (von $\mu_0=0,23$ auf $\mu=0,16$). Zusätzlich stellt sich keine ausgeprägte „Senke“ wie bei PVC im vergleichbaren Geschwindigkeitsbereich ein, sondern ab ca. 0,5 mm/s entsteht ein nahezu konstanter Reibwert von $\mu=0,2$. In wie fern die einzelnen Parameter der Stribeck-Kurve einen Einfluss auf das Stick-Slip-Verhalten haben, wird im folgenden Kapitel untersucht.

4. Simulation des Reibschwingers mit Stribeck-Reibcharakteristik

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Reibcharakteristik auf das Schwingungsverhalten eines Reibschwingers untersucht. Hauptfokus liegt dabei darauf, in welchem Bereich der Bandgeschwindigkeit v_B der Stick-Slip-Grenzzyklus stabil ist bzw. ab welcher Bandgeschwindigkeit diese Schwingung instabil ist und der Schwingen auf die Gleichgewichtslage $x_S = \mu(v_B) \cdot \frac{F_N}{c}$ abfällt, was in den folgenden Bildern durch $f=0$ markiert ist. Weiterhin wird der Einfluss auf die Grundfrequenz f des Stick-Slip-Grenzzyklus genauer betrachtet.

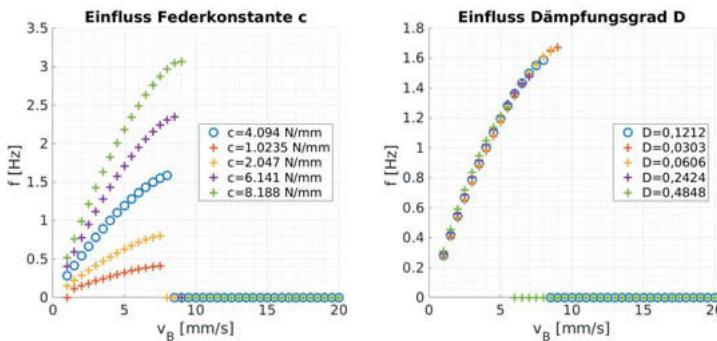


Bild 7: Einfluss der Systemparameter Federsteifigkeit c (links) und Dämpfungsgrad D (rechts) auf die Stick-Slip-Frequenz und die Stabilität des Stick-Slip-Grenzzyklus

In Bild 7 ist zunächst der Einfluss der Federsteifigkeit c und des Dämpfungsgrads D auf die Frequenz und die Grenzzyklus-Stabilität dargestellt. Es zeigt sich erwartungsgemäß ein ausgeprägter Anstieg der Frequenz f mit der Federsteifigkeit c und der Bandgeschwindigkeit v_B . Mit steigender Steifigkeit c steigt der Bereich des stabilen Grenzzyklus auf etwas größere Bandgeschwindigkeiten v_B an. Der Einfluss der Dämpfung auf die Frequenz f ist gering aber mit steigendem Dämpfungsgrad D nimmt der Bandgeschwindigkeitsbereich ab, bei dem der Grenzzyklus auftritt.

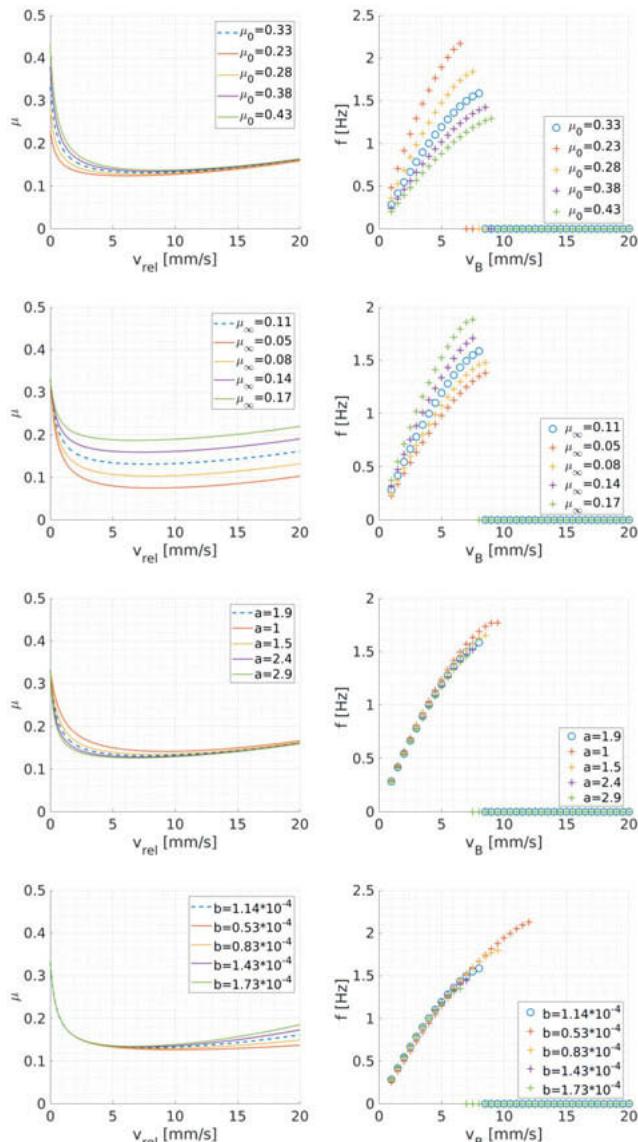


Bild 8: Einfluss der Stribeck-Reibkennlinie (links) auf die Stick-Slip-Frequenz und die Stabilität des Stick-Slip-Grenzzyklus (rechts)

Die im Kapitel 3.2 beschriebene Stribeck-Reibcharakteristik ist durch 4 Parameter beschrieben: den Haftreibwert μ_0 und den Reibwert μ_∞ sowie die Parameter a und b, die den Abfall bei kleinen Relativgeschwindigkeiten bzw. den Anstieg bei höheren Relativgeschwindigkeiten beschreiben. Deren Einflüsse auf die Reibcharakteristik und die Stick-Slip-Grenzzyklus-Stabilität ist im Bild 8 dargestellt.

Der Haftreibwert μ_0 verändert den Gradienten der Reibkennlinie bei kleinen Relativgeschwindigkeiten und verschiebt die Lage des Minimum der Reibkennlinie. Mit steigendem Haftreibwert μ_0 sinkt die Grundfrequenz f des Grenzzyklus signifikant ab, wobei der schwingungsfähige Bereich auf höhere Bandgeschwindigkeiten ansteigt. Mit steigendem Reibwert μ_∞ nimmt die Grenzzyklusfrequenz f zu und der stabile Bereich nimmt leicht ab.

Die Parameter a und b beeinflussen die Reibkennlinie deutlich, haben aber kaum Einfluss auf die Grenzzyklusfrequenz f. Ein steiler Anstieg bei hohen Relativgeschwindigkeiten führt allerdings dazu, dass die Grenzzyklus-Stabilität auf kleinere Bandgeschwindigkeiten deutlich abnimmt. Mit zunehmendem Gradienten des Abfalls bei kleinen Relativgeschwindigkeiten nimmt der Stabilitätsbereich des Grenzzyklus leicht ab.

Die Simulationsstudie zu den Systemeigenschaften und insbesondere den Einflüssen der Reibkennlinie auf das Schwingungsverhalten des Stick-Slip-Schwingers hilft, um den Einfluss der untersuchten Partikeleigenschaften auf die Silovibrationen besser einschätzen zu können.

5. Partikelmechanische Einflüsse

Aus den Erfahrungen der Silobetreiber ist bekannt, dass nicht jedes eingelagerte Schüttgut zu Silovibrationen neigt. Somit liegt es nahe, die Entstehungsursache als Funktion der granularen Eigenschaften zu sehen. Konventionell werden partikelmechanische Parameter auf Basis statischer Versuche bestimmt und diese zur verfahrenstechnischen und bau-statischen Silodimensionierung herangezogen. Diese Vorgehensweise ermöglichte bislang keine labortechnische Vorhersage von Silovibrationen. Werden die kritisch auf die Schwingungsneigung wirkenden Schüttgutparameter zu Schüttgutsteifigkeit und granulare Dämpfung identifiziert, lässt sich die verfahrenstechnische Silodimensionierung um diese dynamischen Parameter erweitern und die Vorhersage von Silovibrationen ermöglichen.

Zur Bestimmung dieser werden zyklische, einaxiale Druckversuche durchgeführt und der Phasenversatz zwischen der oszillierenden Stellgröße der Vertikalspannung und der Reaktionsgröße Stauchung bestimmt. Die granulare Dämpfung lässt sich durch den Phasenversatz bestimmen. Die Schüttgutsteifigkeit wird weiterhin aus den Spannungs-Stauchungskurven abge-

leitet und in Bild 9 ausgewertet. In Bild 9 ist die granulare Steifigkeit K als Funktion der granularen Dämpfung dargestellt und die Datenpunkte hinsichtlich ihrer Schwingungsneigung bewertet. Es zeigen sich drei Bereiche: der Bereich stabiler Stick-Slip-Schwingungen, ein Übergangsbereich, bei dem beide Verhalten auftreten können, und ein Bereich gedämpfter Schwingungen. Exemplarisch ist der gekennzeichnete Bereich als Übergang zwischen den Datenpunkten der schwingenden und nicht-schwingenden Partikelschüttungen zu verstehen.

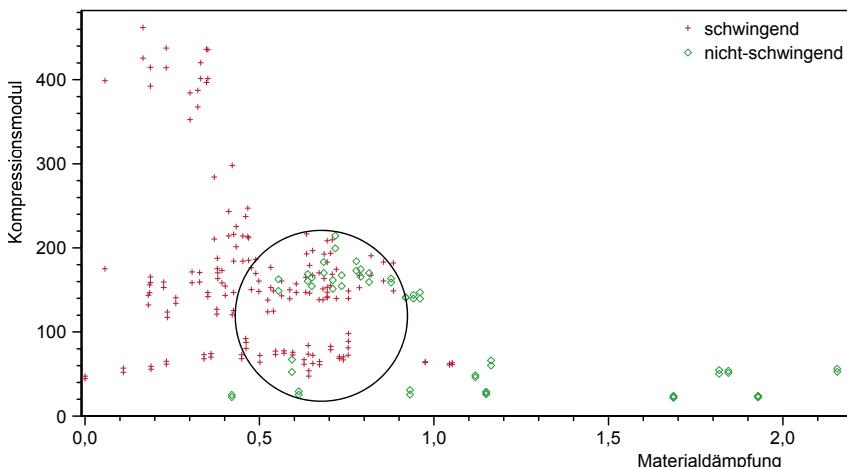


Bild 9: Stabilitätsbereiche für granular begründete Schwingungen mit Kennzeichnung des Übergangsbereichs (Kreis)

6. Zusammenfassung

Die Untersuchungen der Biegeschwingungen in dünnwandigen Strukturen ergaben, dass der Anregungsmechanismus durch die Partikel entscheidend für die Selbsterregung ist. Die Frequenzanalyse (FFT) zeigte auf, dass die entstehenden Geräusche eine markante Schwingung mit Oberwellen im Spektrum ab 480 Hz sind. Die zeitlichen Unterbrechungen (ca. 2 pro Sekunde) des tongebenden Geräusches wurden mittels einer STFT analysiert.

Die Modellierung des Phänomens Silovibrationen, stützt sich auf das Modell des Reibschwingers. Hierbei werden die drei Bausteine Energiequelle, ein schwingungsfähiges System und der Schaltmechanismus identifiziert und umgesetzt.

Basierend auf diesem Modellansatz wurden im Weiteren der Kontakt zwischen Partikelrand-schicht und der Silowand untersucht. Dazu wurde zuerst die gegenseitige Wechselwirkung mittels der Kontaktflächenvisualisierung beobachtet und ausgewertet. Bemerkenswert ist dabei, dass das Verhalten von Partikel zu Partikel einer gewissen Streuung unterliegt. Einerseits

schwankt die Größe der Kontaktfläche stark, andererseits lösen sich einige Partikel sogar vollständig von der Wand. Des Weiteren wurde eine Hysterese der Gesamtkontaktfläche, sowie ein gewisser Einschwingvorgang beobachtet.

Neben der Kontaktfläche wurde die Reibcharakteristik zwischen Randschicht und Wand experimentell bestimmt. Dabei zeigten sich zwischen verschiedenen Materialien deutlich erkennbare Unterschiede. Bei einigen Materialien (z.B. PVC) kann die Reibkennlinie mittels einer Stribeck-Kurve approximiert werden, bei anderen trifft dies nicht zu.

Im weiteren Verlauf wurde der Einfluss der Reibcharakteristik auf das Schwingungsverhalten diskutiert. Der Fokus lag dabei auf der Analyse der Stabilität des Stick-Slip-Grenzzyklus. Einige Parameter, z.B. der Reibwert μ_{∞} , hatten einen wesentlich geringeren Einfluss auf die Stabilität, als die Ausprägung der Senke selbst. Neben dem wesentlichen Einflussparameter des Abfalls und Anstiegs der Reibkennlinie, ist auch der Dämpfungsgrad des Systems entscheidend.

Die Simulationstudien zu den unterschiedlichen Reibkennlinien helfen, den Einfluss verschiedener Partikeleigenschaften auf das Schwingungsverhalten besser zu bewerten. Dies ist auch nötig, da die reinen Schüttguteigenschaften nicht ausreichen um eine sichere Vorhersage bzgl. der Schwingungsneigung treffen zu können. Gerade innerhalb eines gewissen Unschärfebereiches, sollte gezielt die Reibkennlinie der beiden Kontaktpartner, Schüttgut und Silowand, überprüft werden, um so die Zuverlässigkeit der Vorhersage von Silovibrationen zu verbessern.

Literatur

- [1] B.K. Muite, S.F. Quinn, S. Sundaresan, K.K. Rao: Silo music and silo quake: granular flow-induced vibration. Powder Technology, Elsevier BV, 145, 190-202, 2004.
- [2] K. Wilde, M. Rucka, J. Tejchman: Silo music – Mechanism of dynamic flow and structure interaction. Powder Technology, 168, 113-129, 2008.
- [3] K. Popp , M. Rudolph, M. Kröger, M. Lindner: Mechanisms to Generate and to Avoid Friction Induced Vibrations. VDI-Berichte, Nr. 1736, S. 1-15, 2002.
- [4] M. Kröger, M. Neubauer, K. Popp: Experimental Investigation on Self-excited Vibrations. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 366 (2008), S. 785-810.
- [5] H. Hertz: Ueber die Berührung elastischer Körper. Walter de Gruyter GmbH, 1882.

Danksagung

Das IGF-Vorhaben 18744 BR der Forschungsvereinigung Forschungs-Gesellschaft Verfahrens-Technik e.V. – GVT, Theodor-Heuss-Allee 25, 60486 Frankfurt am Main, wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Analyse des dynamischen Verhaltens zweier gekoppelter Druckregelventile

Simon Schröders, Alexander Fidlin,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

In hydraulischen Systemen können Druckschwingungen aus unterschiedlichen Gründen und mit verschiedenen Amplituden und Frequenzen auftreten, zum Beispiel aufgrund von Pumpenpulsationen, hervorgerufen durch Instabilitäten hydraulischer Ventile oder durch externe Anregung. Die Reduktion dieser Druckschwingungen stellt somit bei der Konstruktion und Auslegung hydraulischer Systeme eine zentrale Herausforderung dar. Die gebräuchliche Lösung für diese Problematik besteht darin, hydraulische Widerstandselemente, welche die Schwingungen dämpfen sollen, zwischen verschiedenen Teilsystemen des hydraulischen Kreislaufs einzubringen. Dies ist energetisch ungünstig, da an jedem Widerstandselement Strömungs- und damit Leistungsverluste auftreten.

Dieser Beitrag behandelt die Modellbildung, Stabilitätsuntersuchung und dynamische Analyse eines Systems zweier gekoppelter selbstregelnder Ventile. Das System stellt eine typische Konfiguration innerhalb eines hydraulischen Kreislaufs dar und beinhaltet die Problematik auftretender Druckschwingungen dadurch, dass die Gleichgewichtslagen der Ventile instabil werden können. Es wird gezeigt, dass bei dieser Ventilkonfiguration bei richtiger dynamischer Abstimmung die Ventilöffnung des zweiten Ventils die Funktion einer sehr effizienten Dämpfungsblende erfüllen kann und in der Lage ist, Druckschwingungen, hervorgerufen durch das erste Ventil, signifikant zu reduzieren. Bei dieser Ventilkonfiguration kann somit auf zusätzliche Widerstandselemente verzichtet werden, weshalb sie energetisch besonders effizient ist.

1 Einleitung

In hydraulischen Systemen dienen Ventile als elementare Steuerelemente zur Regulierung der hydraulischen Leistungsübertragung. Da sie den Steuerungsaufwand minimieren, erfreuen sich selbstregelnde Ventile großer Beliebtheit. Ihr Vorteil ist die Unabhängigkeit des zu regelnden Drucks sowohl von der aktuellen Versorgungs-, als auch von der Verbrauchersituation. Außerdem können diese Ventile sowohl mit Druck- als auch mit Volumenstromquelle betrieben, sowie sowohl als Schieberventile als auch als Sitzventile konstruiert werden. Ihr Nachteil ist jedoch ein möglicher Stabilitätsverlust, der durch die Kopplung zwischen hydraulischen und mechanischen Freiheitsgraden an Druckrückführflächen verursacht wird. Dies kann in bestimmten Betriebszuständen oder bei ungünstiger Parametrierung zum Auftreten von unerwünschten Schwingungen führen.

Aus dieser Problematik ergibt sich die Notwendigkeit für einen Kontrollmechanismus, der einerseits mögliche Druckschwingungen reduzieren kann und der andererseits, im Falle eines stabilen Betriebs, keine zusätzlichen Strömungsverluste erzeugt. In der Praxis werden meist hydraulische Widerstandselemente zwischen verschiedenen Teilsystemen des hydraulischen Kreislaufs eingebaut.

Vor allem die gezielte Platzierung von Dämpfungsblenden sowie der Einsatz von Rückschlag- oder Volumenstrombegrenzungsventilen ist in diesem Zusammenhang üblich. Dabei sollen die einzelnen Teilsysteme möglichst voneinander entkoppelt werden, um die Ausbreitung der Schwingungen in andere Teilsysteme zu verhindern. Der Nachteil dieser Strategie ist, dass sie aufgrund der Leistungsverluste an den hydraulischen Widerstandselementen energetisch ungünstig ist. Hier besteht Verbesserungspotential im Hinblick auf die Energiebilanz des hydraulischen Gesamtsystems.

Um neue Lösungen systematisch finden und untersuchen zu können, sind Stabilitätsanalysen und dynamische Untersuchungen der entsprechenden hydraulischen Systeme notwendig, da aufgrund komplexer nichtlinearer Systemzusammenhänge im Falle eines Stabilitätsverlustes das dynamische Verhalten meist schwierig vorherzusagen ist. Hierfür sind physikalische Modelle am geeignetsten, da mit ihnen Einblick in kausale Systemzusammenhänge und somit Systemverständnis gewonnen werden kann. Die physikalische Modellbildung hydraulischer Systeme ist in zahlreichen Standardwerken (siehe zum Beispiel [1, 2, 3]) ausführlich dokumentiert. Es gibt jedoch kaum Untersuchungen, welche diese Modelle hinsichtlich ihrer Stabilität und nichtlineare Dynamik untersuchen. Untersuchungen in diesem Bereich fokussieren sich zudem aufgrund der interessanteren dynamischen Phänomene vor Allem auf Stoßschwingungen in Sitzventilen, siehe zum Beispiel [4]. Weiterhin existieren kaum Untersuchungen im Bereich der dynamischen Interaktion mehrerer Ventile.

Dieser Beitrag untersucht eine typische Systemkonfiguration bestehend aus zwei selbstregelnden Schieberventilen. Das erste Ventil wird mit einer Volumenstromquelle betrieben und reguliert den Systemdruck. Dieser dient als Druckquelle für das zweite Ventil. Somit beinhaltet das System bei den oben erwähnten Ventilvarianten. Zunächst werden beide Ventile separat betrachtet, physikalische Modelle hergeleitet und darauf basierende Stabilitätsanalysen durchgeführt. Nach der Synthese der beiden Ventile zu einem Gesamtsystem wird mit Hilfe numerischer Simulationen eine dynamische Analyse der Grenzyklusschwingungen durchgeführt, welche auftreten, wenn das erste Ventil in den instabilen Betriebszustand gelangt. Systematische Parameterstudien zeigen auf, wie beide Ventile aufeinander abgestimmt werden müssen, damit die Schwingungsausbreitung durch das zweite Ventil möglichst reduziert und somit eine effiziente Schwingungsreduktion erzielt wird.

2 Druckregelventil mit Volumenstromquelle

Das vorliegende Kapitel beschreibt die Funktionsweise hydraulischer Druckregelventile mit Volumenstromquelle. Des weiteren wird die Herleitung eines mathematischen Modells auf Basis physikalischer Gesetzmäßigkeiten und Konstitutionsgleichungen diskutiert. Auf Basis dieses Modells wird eine Stabilitätsuntersuchung durchgeführt und kritische Parameter identifiziert.

2.1 Funktionsprinzip

Die Funktionsweise hydraulischer Druckregelventile besteht darin, einen gewünschten Solldruck $p_1 = p_d$ unabhängig von der aktuellen Versorgungs- (Volumenstrom q_P) und Verbrauchersituation (Verbraucherdruk p_{C1} beziehungsweise Blendenfläche A_{C1}) aufrechtzuerhalten, vergleiche Abbildung 1a. Dies wird mit Hilfe der Kopplung zwischen mechanischen und hydraulischen Frei-

heitsgraden an der Druckrückführfläche realisiert. Aufgrund dieser Kopplung reagiert das Ventil auf Änderungen im Systemdruck p_1 . Ist dieser zu niedrig, verringert das die Druckkraft auf den Ventilkolben, dieser verschiebt sich nach links und die Steuerkante schließt das Ventil. Dadurch kann sich der Druck neu aufbauen. Ist der Druck zu hoch, verschiebt sich aufgrund der größeren Druckkraft der Kolben nach rechts, wodurch mehr Volumenstrom durch die Ventilöffnung in den Tank fließen kann und der Systemdruck abnimmt. Der gewünschte Solldruck p_d kann über die Federvorspannung oder einen Steuereingang f_1 stufenlos eingestellt sowie über das statische Kräftegleichgewicht am Kolben berechnet werden. Dieses Funktionsprinzip verläuft absolut passiv und erfordert keine aktive Regelung. Es wird in Abbildung 1b verdeutlicht, in der die Zeitverläufe der Kolbenposition x_1

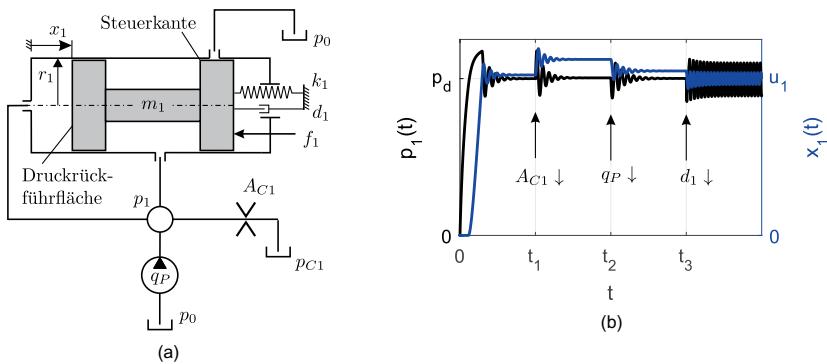


Abbildung 1: Druckregelventil mit Volumenstromquelle (a) Modellskizze. (b) Zeitverlauf von Kolbenverschiebung x_1 und Systemdruck p_1 .

und des Systemdrucks p_1 basierend auf einer numerischen Zeitintegration dargestellt sind. Auf eine Änderung der Blendenfläche A_{C1} zum Verbraucher (bei $t = t_1$) als auch auf eine Änderung des Pumpenvolumenstrom q_P (bei $t = t_2$) antwortet das Ventil nach einem kurzen Einschwingvorgang stets mit dem gleichen Systemdruck p_1 . Der Überschuss zwischen Versorgung und Verbraucher wird durch eine entsprechende Ventilposition, die den Volumenstrom über die Steuerkante des Ventils anpasst, automatisch kompensiert. Die in Kapitel 1 erwähnte Stabilitätsproblematik wird durch eine Verringerung der Ventildämpfung d_1 (bei $t = t_3$) veranschaulicht, welche zu einer Destabilisierung der Gleichgewichtslage und zu daraus resultierenden selbsterregten Schwingungen führt.

2.2 Modellbildung

Bei der physikalischen Modellbildung jeglicher dynamischer Systeme muss stets ein Kompromiss zwischen Modellgüte und Rechenzeiteffizienz getroffen werden. Diesbezüglich wird beispielsweise in [5] aufgezeigt, dass das Stabilitätsproblem bei hydraulischen Druckregelventilen bereits mit sehr einfachen Modellen beschrieben werden kann, bei denen Reibungseinflüsse, hydraulische Induktivitäten, laminare Rohrwiderstände und Strömungskräfte auf Ventilkolben vernachlässigt werden. Weiterhin zeigen Untersuchungen aus dem Bereich der Regelungstechnik [6, 7, 8], dass mit dieser

Modellierungstiefe die entsprechenden Systemdynamiken sowohl qualitativ als auch quantitativ abgebildet werden können. Diesem Modellierungsansatz folgend, erhält man die Systemgleichungen

$$m_1 \ddot{x}_1 + d_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = r_1^2 \pi p_1 - f_1, \quad C_{h1} \dot{p}_1 = q_P - q_{V1} - q_{C1} - r_1^2 \pi \dot{x}_1 \quad (1)$$

aus Kräftebilanzen an den Ventilkolben und aus Volumenstrombilanzen an den Kapazitäten. Dabei sind

$$q_{V1} = \gamma_V \sigma(x_1 - u_1) 2r_1 \pi (x_1 - u_1) \Delta(p_1 - p_0), \quad q_{C1} = \gamma_V A_{C1} \Delta(p_1 - p_{C1})$$

turbulente Steuerkanten- und Verbrauchervolumenströme und $\sigma(x)$ und $\Delta(p)$ sind definiert als

$$\sigma(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}, \quad \Delta(p) = \begin{cases} \sqrt{p}, & p \geq 0 \\ -\sqrt{|p|}, & p < 0 \end{cases}.$$

Weiterhin bezeichnen m_1 , d_1 , k_1 und r_1 die Masse, Dämpfung, Steifigkeit und den Radius des Ventilkolbens, x_1 ist die Kolbenverschiebung, u_1 die Ventilüberdeckung und f_1 der Steuereingang. Der Parameter A_{C1} ist die Blendenfläche zum Verbraucher, C_{h1} die hydraulische Kapazität, γ_V der turbulente Widerstandskoeffizient und q_P ist der (ideale) Pumpenvolumenstrom. Die Drücke p_0 und p_{C1} bezeichnen Tankdruck und Druck im (idealen) Verbraucher. Ideal bedeutet in diesem Zusammenhang, dass sowohl Verbraucherdruk als auch Pumpenvolumenstrom als zeitlich konstant angenommen werden. Nach Einführung dimensionsloser Größen

$$\begin{aligned} \tau &= \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} t, \quad X_i(\tau) = \frac{x_i(t) - u_i}{u_i}, \quad P_j(\tau) = \frac{(p_j(t) - p_0) r_i^2 \pi}{u_i k_1} \mu_i, \quad P_S = \frac{(p_S - p_0) r_2^2 \pi m_1}{u_2 k_1 m_2}, \\ D_i &= \frac{1}{2} \frac{d_i \sqrt{\mu_i}}{\sqrt{m_i k_1}}, \quad F_i = \frac{f_i \pm k_i u_i}{k_1 u_i} \mu_i, \quad Q_P = \frac{r_1^2 \pi \sqrt{m_1} q_P}{C_{h1} k_1^{3/2} u_1}, \quad \alpha_i = \frac{\sqrt{m_i u_i} 2r_i^2 \pi^{3/2} \gamma_V}{k_1 C_{h1}} \mu_i, \\ \beta_i &= \frac{r_i^4 \pi^2}{k_1 C_{h1}} \mu_i, \quad \gamma_i = \frac{A_{C1} \alpha_i}{u_i 2r_i \pi}, \quad \kappa = \frac{u_{2T}}{u_2} - 1, \quad \lambda_1 = \frac{k_2}{k_1} \mu_2, \quad \lambda_2 = \frac{r_1 u_2}{r_2 u_1 \mu_2}, \quad \lambda_3 = \frac{r_2 u_2}{r_1 u_1} \alpha_1 \end{aligned}$$

mit $i = 1, 2$, $j = i, Ci$ und $\mu_1 = 1$, $\mu_2 = m_1/m_2$, lauten die dimensionslosen Systemgleichungen

$$X_1'' + 2D_1 X_1' + X_1 = P_1 - F_1, \quad P_1' = Q_P - \alpha_1 \sigma(X_1) X_1 \Delta(P_1) - \gamma_1 \Delta(P_1 - P_{C1}) - \beta_1 X_1'. \quad (2)$$

Dabei bezeichnet $(\cdot)'$:= $\frac{d}{d\tau}$ die Ableitung nach der dimensionslosen Zeit τ . Die Größen für $i = 2$ sowie $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, P_S$ und κ werden erst in Abschnitt 3.2 benötigt.

2.3 Stabilität der Gleichgewichtslage

Im Folgenden wird eine Stabilitätsanalyse des Ventils durchgeführt. Aus den Gleichgewichtsbedingungen $X_1'' = 0$, $X_1' = 0$, $P_1' = 0$ erhält man mit den dimensionslosen Systemgleichungen (2) eine für den Sonderfall $P_{C1} = 0$ analytisch lösbar kubische Gleichung in $\sqrt{P_1^*}$, wobei P_1^* den dimensionslosen Druck in der Gleichgewichtslage bezeichnet. Diese ergibt sich zu

$$X_1^* = -F_1 + P_1^*, \quad P_1^* = \frac{4}{3} \left(F_1 - \frac{\gamma_1}{\alpha_1} \right) \cos \left(\frac{1}{3} \arccos \left(\frac{3 Q_P}{2 \alpha_1} \sqrt{\frac{3}{(F_1 - \gamma_1/\alpha_1)^3}} \right) \right)^2. \quad (3)$$

Hierbei wurde der Fall $X_1^* > 0$ vorausgesetzt, was bedeutet, dass das Druckregelventil im statischen Betrieb geöffnet ist. Der Pumpenvolumenstrom muss dafür ausreichend groß sein, um den Verbrauchervolumenstrom zu kompensieren. Die dimensionslosen Systemgleichungen (2) werden nun um die Gleichgewichtslage linearisiert. Mit Hilfe der linearisierten Gleichungen können Aussagen über die Stabilität der Gleichgewichtslage des nichtlinearen Systems getroffen werden, falls die Gleichgewichtslage ein hyperbolischer Fixpunkt ist. Die Stabilitätsaussage erfolgt dabei anhand der Eigenwerte mit Hilfe des Hurwitz-Kriteriums.

In Abbildung 2 sind die Kolbenposition X_1^* und der Druck P_1^* in der Gleichgewichtslage sowie deren Stabilität in Abhängigkeit der Parameter F_1 , γ_1 , α_1 und Q_P dargestellt. Dabei bezeichnen durchgezogene Linien stabile und gestrichelte Linien instabile Gleichgewichtslagen. Hier bestätigt sich das in Abschnitt 2.1 beschriebene Funktionsprinzip, nämlich die Unabhängigkeit des Systemdrucks sowohl von der aktuellen Last (Parameter γ_1) als auch von der aktuellen Versorgung (dimensionsloser Volumenstrom Q_P), solange dieser ausreicht, den Verbrauchervolumenstrom zu kompensieren.

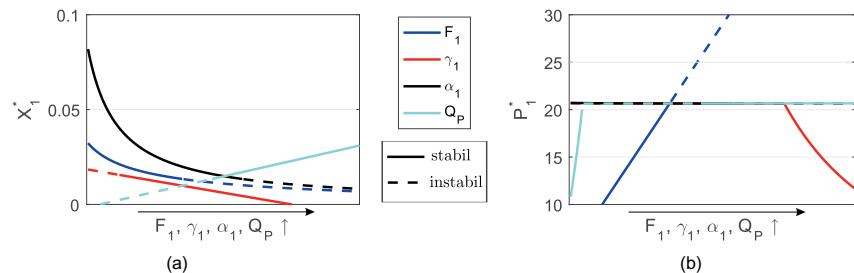


Abbildung 2: Gleichgewichtslage und deren Stabilität. (a) Dimensionslose Kolbenverschiebung X_1^* .
(b) Dimensionsloser Systemdruck P_1^* .

3 Druckregelventil mit Druckquelle

Das vorliegende Kapitel ist analog zu Kapitel 2 aufgebaut und diskutiert das Funktionsprinzip, die Modellbildung und die Stabilitätsanalyse von Druckregelventilen mit Druckquelle.

3.1 Funktionsprinzip

Ebenso wie beim Druckregelventil mit Volumenstromquelle (vergleiche Kapitel 2) besteht das Funktionsprinzip von Ventilen mit Druckquelle darin, dass über das Gleichgewicht zwischen einem Steuereingang f_2 und der über die Kolbenfläche induzierten Druckkraft der Systemdruck p_2 stufenlos eingestellt werden kann. Die Konfiguration mit Druckquelle benötigt eine zusätzliche Ventilöffnung, an den die Druckquelle angeschlossen wird, vergleiche Abbildung 3. Diese Konfiguration mit zwei Ventilöffnungen ermöglicht die Befüllung und vollständige Entleerung der Systemkapazität, weshalb sich diese Konfiguration als Aktuationsventil für einen Verbraucher anbietet.

3.2 Modellbildung

Dem Modellierungsansatz aus Abschnitt 2.2 folgend, ergeben sich die Systemgleichungen des Ventils mit Druckquelle zu

$$m_2 \ddot{x}_2 + d_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = -r_2^2 \pi p_2 + f_2, \quad (4)$$

$$C_{h2} \dot{p}_2 = q_{V2S} - q_{V2T} - q_{C2} + r_2^2 \pi \dot{x}_2 \quad (5)$$

mit den turbulenten Volumenströmen

$$q_{C2} = \gamma_V A_{C2} \Delta(p_2 - p_{C2}),$$

$$q_{V2T} = \gamma_V \sigma(-(x_2 - u_{2T})) 2r_2 \pi(-(x_2 - u_{2T}))$$

$$\Delta(p_2 - p_0),$$

$$q_{V2S} = \gamma_V \sigma(x_2 - u_2) 2r_2 \pi (x_2 - u_2) \Delta(p_S - p_2).$$

Die Parameterbezeichnungen sind analog zu Abschnitt 2.2 eingeführt, wobei für den vorliegenden Abschnitt der Index 2 verwendet wird. Weiterhin werden zusätzlich zum Ventil mit Volumenstromquelle eine zweite Ventilüberdeckung u_{2T} sowie der Versorgungsdruck p_S eingeführt. Mit den dimensionslosen Größen aus Abschnitt 2.2 lauten die dimensionslosen Systemgleichungen

$$X_2'' + 2D_2 X_2' + \lambda_1 X_2 = -P_2 + F_2 \quad (6)$$

$$P'_2 = \alpha_2 \sigma(X_2) X_2 \Delta(P_S - P_2) - \gamma_2 \Delta(P_2 - P_{C2}) + \beta_2 X'_2 - \sigma(\kappa - X_2)(\kappa - X_2) \alpha_2 \Delta(P_2). \quad (7)$$

3.3 Stabilität der Gleichgewichtslage

Die Gleichgewichtslage des Ventils mit Druckquelle lässt sich ebenso wie beim Ventil mit Volumenstromquelle lediglich für den Sonderfall $P_{C2} = 0$ analytisch angeben. Nach Lösung einer kubischen Gleichung in $\sqrt{P_2^*}$ erhält man

$$X_2^* = F_2 - P_2^*, \quad P_2^* = \frac{2}{3}F_2 + \frac{1}{3}P_S - \frac{2}{3}\sqrt{\Lambda_1} \cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{\Lambda_2}{\sqrt{\Lambda_1^3}}\right)\right) \quad (8)$$

mit den Abkürzungen $\Lambda_1 = (F_2 - P_S)^2 - 3\frac{\gamma_2^2}{\alpha_2^2}\lambda_1^2$ und $\Lambda_2 = (F_2 - P_S)^3 + 9\frac{\gamma_2^2}{\alpha_2^2}\lambda_1^2(F_2 + \frac{1}{2}P_S)$. Abbildung 4 zeigt die Kolbenposition X_2^* und den Druck P_2^* in der Gleichgewichtslage, sowie die Stabilität der Gleichgewichtslage in Abhängigkeit der Parameter F_2 , γ_2 , α_2 und P_S . Im Gegensatz zum Ventil mit Volumenstromquelle wirkt ein höherer Gleichgewichtsdruck hier stabilisierend. Weiterhin erkennt man auch beim Ventil mit Druckquelle die Unabhängigkeit des Systemdrucks P_2^* sowohl vom Versorgungsdruck P_S als auch vom Verbrauchervolumenstrom (beschrieben durch Parameter γ_2).

4 System zweier gekoppelter Ventile

Im vorliegenden Kapitel wird gezeigt, wie die beiden bisher gezeigten Ventilvarianten zu einer typischen Konfiguration innerhalb eines hydraulischen Kreislaufs verbunden werden. Weiterhin wird

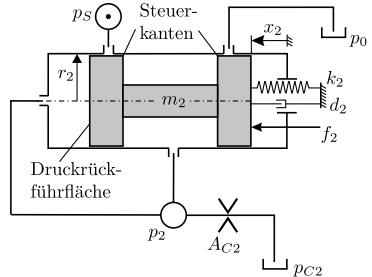


Abbildung 3: Druckregelventil mit Druckquelle

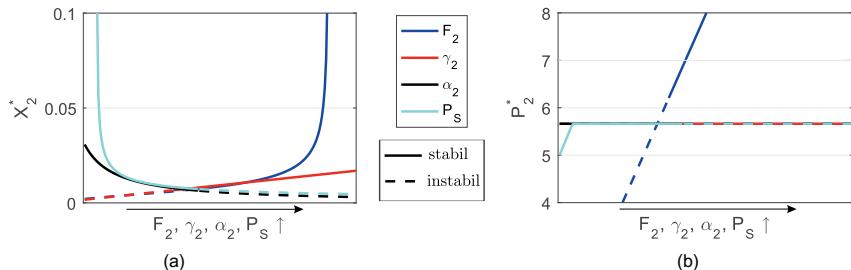


Abbildung 4: Gleichgewichtslage und deren Stabilität. (a) Dimensionslose Kolbenverschiebung X_2^* .
(b) Dimensionsloser Systemdruck P_2^* .

eine dynamische Analyse durchgeführt für den Fall, dass eines der Ventile in den instabilen Betriebszustand kommt. Gezielte Parameterstudien zeigen auf, wie die Ventile aufeinander abgestimmt werden müssen, sodass die Ausbreitung der Schwingungen effizient reduziert wird.

4.1 Funktionsprinzip

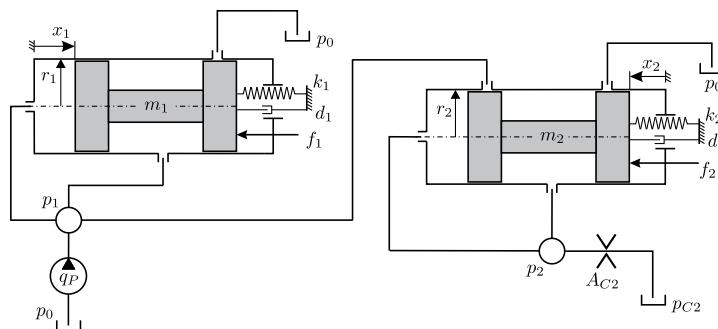


Abbildung 5: System aus Druckregelventil (Druckregelventil mit Volumenstromquelle) und Aktuationsventil (Druckregelventil mit Druckquelle).

Eine typische Ventilkonfiguration innerhalb eines hydraulischen Kreislaufs besteht in der Hintereinanderschaltung eines Ventils mit Volumenstromquelle und eines Ventils mit Druckquelle, vergleiche Abbildung 5. Erstes Ventil dient der Regulierung beziehungsweise Aufrechterhaltung eines gewünschten Systemdrucks p_1 und wird im Folgenden der Einfachheit halber lediglich als Druckregelventil bezeichnet. Das zweite Ventil kann durch Änderung des Drucks p_2 einen Verbraucher aktuieren und wird im Folgenden als Aktuationsventil bezeichnet. Das Druckregelventil stellt in dieser Konfiguration also eine reale Druckquelle für das Aktuationsventil dar.

4.2 Modellbildung

Zur Bestimmung der Systemgleichungen muss in der Druckaufbaugleichung (1) des Druckregelventils der Verbrauchervolumenstrom q_{C1} durch den Ventilvolumenstrom q_{V2S} ersetzt werden. Weiterhin dient der Systemdruck $p_1(t)$ des Druckregelventils nun als Versorgungsdruck p_S für das Aktuationsventil. Die dimensionslosen Gleichungen lauten entsprechend

$$X_1'' + 2D_1 X_1' + X_1 = P_1 - F_1$$

$$P_1' = Q_P - \beta_1 X_1' - \alpha_1 \sigma(X_1) X_1 \Delta(P_1) - \sigma(X_2) X_2 \lambda_3 \Delta(P_1 - \lambda_2 P_2)$$

$$X_2'' + 2D_2 X_2' + \lambda_1 X_2 = -P_2 + F_2$$

$$P_2' = \frac{\alpha_2}{\sqrt{\lambda_2}} \sigma(X_2) X_2 \Delta(P_1 - \lambda_2 P_2) - \gamma_2 \Delta(P_2 - P_{C2}) + \beta_2 X_2' - \sigma(\kappa - X_2) (\kappa - X_2) \alpha_2 \Delta(P_2).$$

4.3 Dynamische Analyse

In den Abschnitten 2.3 und 3.3 wurden die Stabilität beeinflussende Parameter identifiziert. Wird dies in der Konstruktion und Auslegung der Ventile berücksichtigt, kann, unter Kenntnis aller Systemparameter, ein stabiler Betrieb gewährleistet werden. Bei genauerer Analyse zeigt sich jedoch ein Zielkonflikt zwischen Stabilität und Schnelligkeit der Ventildynamik. Beispielsweise führt eine Vergrößerung der Ventildämpfung oder eine Verkleinerung des Kolbenradius' zwar zur Stabilisierung der Ventile, jedoch vergrößert sich gleichzeitig der Einschwingvorgang nach einer Änderung des Systemdrucks oder des Steuersignals. Andere Parameter, wie der Steuereingang oder der Pumpenvolumenstrom sind nicht beliebig frei wählbar, da sie den stationären Systemdruck verändern oder Nebenbedingungen verletzen. Somit ist zumeist ein Betrieb möglichst nahe der Stabilitätsgrenze erwünscht, da hier die Reaktionszeit der Ventile am besten ist. Dies birgt die Gefahr, in den instabilen Betriebszustand zu gelangen, falls sich Parameter während des Betriebs ändern. Es muss somit eine Strategie entwickelt werden, wie möglicherweise auftretende Druckschwingungen reduziert werden können beziehungsweise wie deren Ausbreitung in andere Teilsysteme verhindert werden kann. Im Folgenden wird der Fall betrachtet, dass die Gleichgewichtslage des Druckregelventils instabil wird, während das Aktuationsventil im stabilen Bereich betrieben wird.

In Abbildung 6 sind für diesen Fall die Frequenzspektren der dimensionslosen Druckverläufe P_1 und P_2 , bezogen auf die maximale Amplitude A_{P_1} des Spektrums von P_1 , für unterschiedliche Verbraucherströme (Parameter γ_2) dargestellt. Offensichtlich wirkt sich die Größe des Verbraucherstroms auf die Amplitude A_{P_1} aus, siehe Abbildung 6a. Besonders auffällig ist jedoch, dass gegenüber der Amplitude A_{P_1} eine signifikante Reduktion der Schwingungsamplitude A_{P_2} um 99% bis 99,9% erreicht wird (Abbildung 6b). Dies ist dadurch zu erklären, dass die Ventilöffnungen die Wirkung von Blenden mit variabler Durchlassfläche haben. Blenden sind hydraulische Widerstandselemente, an denen die Energiedissipation proportional zum Quadrat des sie durchfließenden Volumenstroms und somit umgekehrt proportional zum Quadrat ihrer Durchlassfläche ist. Die Energiedissipation ist also dann besonders hoch, wenn die Durchlassfläche klein ist. Beim Aktuationsventil ist die Ventilöffnung zum Druckregelventil dann klein, wenn $X_2^* \ll 1$, das heißt wenn das Ventil in der Gleichgewichtslage nur leicht geöffnet ist (Es gilt stets $X_2^* > 0$, falls $\gamma_2 > 0$). Aus Abbildung 4a geht hervor,

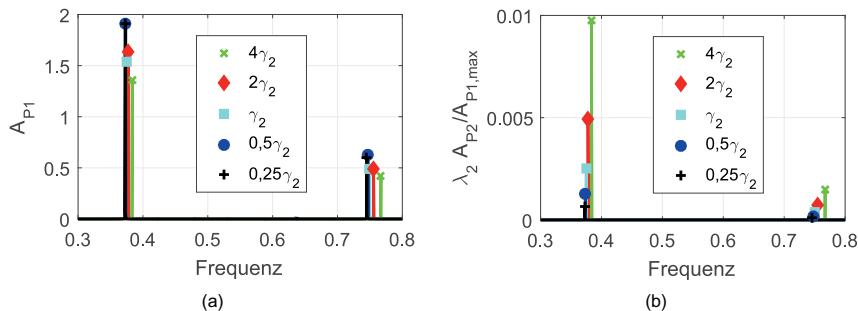


Abbildung 6: Frequenzspektren in Abhängigkeit verschiedener Verbraucherströme (Parameter γ_2).
 (a) Dimensionsloser Systemdruck P_1 . (b) Dimensionsloser Druck P_2 bezogen auf P_1 .

dass die Ventilöffnung in der Gleichgewichtslage proportional zum Verbraucherstrom (Parameter γ_2) ist, deshalb ist die Energiedissipation und somit die Dämpfungswirkung ebenfalls besonders hoch, wenn γ_2 klein ist. Dieser Effekt lässt sich somit besonders für solche Verbraucher ausnutzen, welche im stationären Betrieb nur wenig Volumenstrom benötigen, zum Beispiel für Arbeitszylinder, bei denen der Verbraucherstrom im stationären Betrieb einem Leckagestrom entspricht und somit besonders klein ist.

4.4 Das fremderregte Druckregelventil mit Druckquelle

Der vorherige Abschnitt hat gezeigt, dass Schwingungen, welche das Aktuationsventil erreichen, durch dessen Ventilöffnung sehr effektiv gedämpft werden können. Im vorliegenden Abschnitt wird untersucht, ob dieser Effekt über einen breiten Parameter- und Betriebsbereich genutzt werden kann und wie die Ventile aufeinander abgestimmt werden müssen, um den Dämpfungseffekt optimal zu nutzen. Dafür werden im Folgenden die selbsterregten Schwingungen des Druckregelventils als harmonische Anregung durch den dimensionslosen Versorgungsdruck $P_S = P_S(\tau) = A_{P_S} \cos(2\pi f_e \tau)$ modelliert. Abbildung 7a zeigt den auf die Anregungsamplitude A_{P_S} bezogenen nichtlinearen Amplitudengang des Drucks P_2 für verschiedene Anregungsamplituden A_{P_S} . Zu sehen ist eine nichtlineare Resonanz bei $f_e \approx 0,1$ sowie mehrere sub- und superharmonische Resonanzen. In Abbildung 7b ist der entsprechende Amplitudengang für verschiedene Verbraucherströme (Parameter γ_2) dargestellt. Wie schon in Abschnitt 4.3 beschrieben, wird die Dämpfungswirkung schlechter, je mehr Volumenstrom der Verbraucher benötigt. Trotzdem kann auch hier bei richtiger Abstimmung der Schwingungsfrequenz eine sehr gute Dämpfung erzielt werden.

Falls die Anregung in einer der Resonanzfrequenzen vermieden wird, kann also insgesamt eine sehr gute Schwingungsreduktion erreicht werden. Wie die Frequenz der selbsterregten Schwingungen des Druckregelventils beeinflusst werden kann, bedarf weiterer Untersuchungen, beispielsweise in Form numerischer Simulationen.

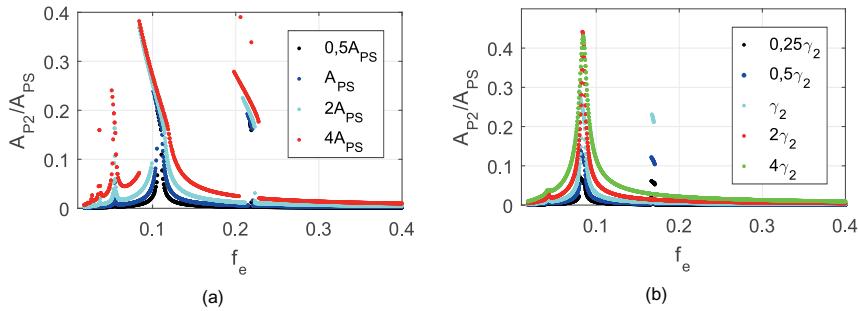


Abbildung 7: Nichtlinearer Amplitudengang des Drucks P_2 bezogen auf die Anregungsamplitude A_{PS} , wobei $A_{P2} := 1/2(\max(P_2) - \min(P_2))$. (a) Variation der Anregungsamplitude A_{PS} . (b) Variation des Verbraucherstroms (Parameter γ_2).

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrags wurde die Modellbildung, Stabilitätsuntersuchung und dynamische Analyse hydraulischer selbstregelnder Ventile untersucht. Dabei wurden zwei Funktionsprinzipien betrachtet, wobei sich die erste Variante zur Druckregelung und die zweite Variante zur Aktuierung eines Verbrauchers eignet. Nachdem für die Stabilität kritische Parameter mit Hilfe einer Stabilitätsuntersuchung identifiziert wurden, wurde gezeigt, dass eine Manipulation dieser Parameter zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Reaktionszeit der Ventile führt. Eine dynamische Analyse des Systems aus zwei gekoppelten Ventilen zeigte auf, dass die Steuerkante des Aktuationsventils als sehr effektive Dämpfungsblende agieren kann. Um diesen Effekt optimal auszunutzen zu können, müssen die Ventile dynamisch so aufeinander abgestimmt werden, dass keine Resonanzfrequenz getroffen wird. Weiterhin lässt sich dieser Effekt besonders für solche Systeme ausnutzen, bei denen im stationären Betrieb der Verbraucherstrom lediglich einem Leckagestrom entspricht. Abschließend lässt sich sagen, dass diese Herangehensweise dem Einsatz zusätzlicher hydraulischer Widerstandselemente überlegen ist und das Potential hat, die Energieeffizienz des Gesamtsystems zu steigern. Wie die Frequenz der selbsterregten Schwingungen manipuliert werden kann, um die dynamische Abstimmung zu erreichen, bedarf weiterer Untersuchungen.

Literatur

- [1] Merrit, H. E.: Hydraulic control systems. New York: John Wiley& Sons, Inc 1967
- [2] Jelali, M., Kroll, A.: Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control (advances in industrial control). London: Springer-Verlag 2003
- [3] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen. Berlin: Springer-Verlag 2013
- [4] Licskó, G., Champneys, A., Hós, C.: Nonlinear Analysis of a Single Stage Pressure Relief Valve. International journal of applied mathematics 39 (4) (2009)
- [5] Köster, M. A.: On modeling, analysis and nonlinear control of hydraulic systems. Karlsruher Institut für Technologie (KIT) Diss. Karlsruhe 2017
- [6] Horn, J., Bamberger, J., Michau, P., Pindl, S.: Flatness-based clutch control for automated manual transmissions. Control Engineering Practice 11 (2003) S. 1353–1359
- [7] Hahn, H., Piepenbrink, A., Leimbach, K.: Input / output linearization control of an electro servo-hydraulic actuator. Proc. of the 1994 Conference on Control Applications (1994) S. 995–1000
- [8] Maier, C. C., Schröders, S., Ebner, W., Köster, M., Fidlin, A., Hametner, C., Modeling and non-linear parameter identification for hydraulic servo-systems with switching properties. Mechatronics 61 (2019) S. 83-95

Schwingungen videobasiert messen und analysieren – dargestellt an Rohrleitungssystemen

Dr. **Alvaro Chavez**, Dr. **Edwin Becker**,
PRÜFTECHNIK Condition Monitoring GmbH, Ismaning

1. Einleitung

Rohrleitungssysteme werden einerseits zur Steigerung des Wirkungsgrades für hoch dynamische Prozessgrößen (Druck, Volumenströme, Temperatur usw.) ausgelegt, andererseits muss eine unwirtschaftliche Überdimensionierung vermieden werden. Als Folge können bei Leichtbauweise von Rohrleitungen mehr Schwingungen an Industrie- und Maschinenanlagen entstehen, die bis hin zur vorzeitigen Ermüdung, zu Undichtigkeiten oder sogar zu Abrissen führen können.

Schwingungen an Rohrleitungssystemen können Prozess bedingt z.B. als Folge von Pulsationen durch Schwankungen in der Prozessgrößen entstehen. Die Rohrleitungsausführung selbst (Abzweigungen, Reduzierungen, Erweiterungen) kann aber auch durch Umlenkung, Beschleunigung oder Verzögerung der Strömungen als latente Schwingungserreger wirken. Weiterhin können auch Fremderregungen das Rohrleitungssystem über Halterungen oder Anschlussverbindungen anregen. Oder Verwirbelungen im angeströmten System erregen pulsierende Schwingungen. Die Behandlung von Schwingungen in Rohrleitungssystemen ist daher sinnvoll und notwendig.

2. Schwingungen in Rohrleitungen

Die Beantwortung der Frage, wieviel Schwingung ein Rohrleitungssystem erträgt, hängt von den Schwingungseigenschaften (Schwingungsform, Amplituden und Frequenzen), von der Dimensionierung, dem Aufbau der Rohrleitungen und von der Betriebsweise der jeweiligen Anlage ab.

Bei Überschreitung zulässiger Amplituden führen die Schwingungen zur vorzeitigen Ermüdung. Infolge zu hoher Schwingbeanspruchungen können aber auch vorzeitige Schwingbrüche entstehen.

PRÜFTECHNIK führt sowohl videobasierte Schwingungsanalysen an Rohrleitungssystemen als auch temporäre Schwingungsmessungen mit Sensoren an exponierten Rohrleitungsmesspunkten durch, um unzulässige Schwingungserscheinungen und Abhängigkeiten zur Betriebsweise rechtzeitig erkennen, verstehen und gezielt reduzieren zu können.

3. Beurteilung von Rohrleitungsschwingungen

Über Messungen der Schwinggeschwindigkeit lassen sich dynamische Beanspruchungen in Rohrleitungssystemen direkt bewerten, da Schwinggeschwindigkeiten in mm/s und dynamische Spannungen zueinander proportional sind. VDI 3842 enthält Orientierungswerte zulässiger oder unzulässiger Rohrleitungsschwingungen. Zu beachten ist jedoch, dass hier eine zu berücksichtigende Abhängigkeit von der Frequenz existiert.

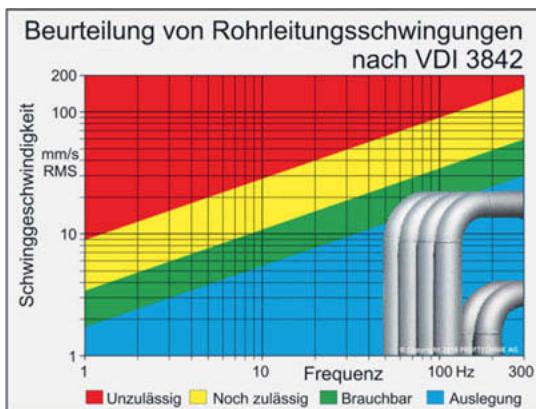


Bild 1: Diagramm zur Beurteilung von Rohrleitungsschwingungen

4. Messorte

Die Wahl und Anordnung der Schwingungsaufnehmer ist natürlich auch bei Messungen an Rohrleitungen von großer Bedeutung. Insbesondere bei Rohrleitungsschwingungen sind oft gewünschte Bereiche nicht erreichbar, Sensoren lassen sich nicht per Magnet befestigen oder es existieren Unsicherheiten, wo und in welchen Richtungen man Beschleunigungssensoren gezielt positionieren sollte. Eine hohe Dichte von Messpunkten würde eine räumliche Visualisierung der Schwingungsformen erlauben, was in der Praxis jedoch unwirtschaftlich ist. Daher ist die neuartige videobasierte Schwingungsmesstechnik eine hervorragende Lösung zur ge-

zielten Auswahl von Sensormesspunkten. Anschließend lassen sich die Schwingungssensoren an den ausgewählten Messpunkten anbringen und aussagekräftige Informationen auch über längere Zeitintervalle ermitteln, schließlich sind die Betriebsweisen von Assets in der Regel instationär. Solch Vorgehensweisen erhöhen aber auch die Diagnosesicherheit und erleichtern Entscheidungen über sinnvolle Abhilfemaßnahmen zur Minderung der dominanten Schwingungen.

5. Messtechnik

Bei PRÜFTECHNIK werden verschiedene Messtechniken zum Erkennen von Rohrleitungsschwingungen verwendet, wie zum Beispiel Beschleunigungssensoren, VIBXPERT, VIB-GUARD, SENALIGN und eine 16RDI_IrisM. Bei Iris handelt es sich um eine patentierte Technologie, mit der man Auslenkungen, Verschiebungen, Bewegungen und Schwingungen, welche für das menschliche Auge nicht sichtbar sind, messen kann. Iris verwendet eine Videokameratechnologie in Verbindung mit einer Software und Verarbeitungsalgorithmen, um aussagekräftige Daten zu extrahieren. Diese Technologie analysiert wie ein Sensor jeden Pixel in der Kameraansicht, und kann so die Schwingungen und Bewegungen mit hoher Genauigkeit messen.



Bild 2: Darstellung der Funktionsweise

Mithilfe von „Motion Amplification“ (Bewegungsverstärkung) wird eine visuelle Wahrnehmung von frequenzbezogenen Mikrobewegungen möglich, dies dient außerdem als Auswerterbasis der videobasierten Schwingungen. Diese Technik ermöglicht sogar die Visualisierung von winzigen Bewegungen ausgehend von gewöhnlichen Videos. Das verwendete System wird EVM



(Eulerian Video Magnification) genannt und zerlegt zuerst die Eingangsvideosequenz in verschiedene räumliche Frequenz-bänder und wendet dann die gleichen zeitlichen Filter auf alle Bänder an. Die gefilterten räumlichen Bänder werden dann um einen gegebenen Faktor α verstärkt, zum ursprünglichen Signal zurückaddiert und kollabiert, um das Ausgangsvideo zu erzeugen. Lediglich bei der Wahl der Zeitfilter und der Verstärkungsfaktoren sind anwendungsbezogene Anpassungen durch den Messtechniker erforderlich.

6. Anwendungen

Die videobasierte Schwingungsanalyse lässt sich an Rohrleitungssystemen beispielsweise zum Analysieren von Ursachen für Ermüdungsbrüche anwenden. Erwähnt sei eine Biogasanlage, wo es einen Anriß in einer gasführenden Nebenleitung gab, die aber zum Glück frühzeitig erkannt wurde. Als Ursache dafür wurden unzulässig hohe Schwingungen vermutet, weshalb die videobasierte Schwingungsanalyse zum Einsatz kam. Um solch eine Messung durchzuführen, muss man zunächst einen geeigneten Platz für die Videokamera auswählen. Anschließend markiert man einige charakteristische Fixpunkte an dem zu messenden Rohr. Dann wird das jeweilige Fahrprogramm festgelegt.

In dieser Anwendung wurde die Maschine in jeder Laststufe gefahren, um jeweils ein 30s langes Video aufzzeichnen zu können. Danach werden die FFTs (siehe Bild 3) berechnet, die dominierenden Bewegungen ausgewertet und gefilterte Videos erstellt, um die Schwingungsgeschwindigkeiten zur Beurteilung der Beanspruchungen zu berechnen. Abschließend erfolgten Sonderauswertungen (Orbit-, Zeit- und Phasenanalysen) zur Risserklärung. Es ließ sich folgern, dass Umbauten im Rohrleitungssystem dringend erforderlich sind, die derzeit stattfinden.

Einige FFTs sind in Abb.3 gezeigt und interpretiert. Die zusätzlich erstellten Videos lassen sich jedoch im Tagungsbeitrag nicht abspielen.

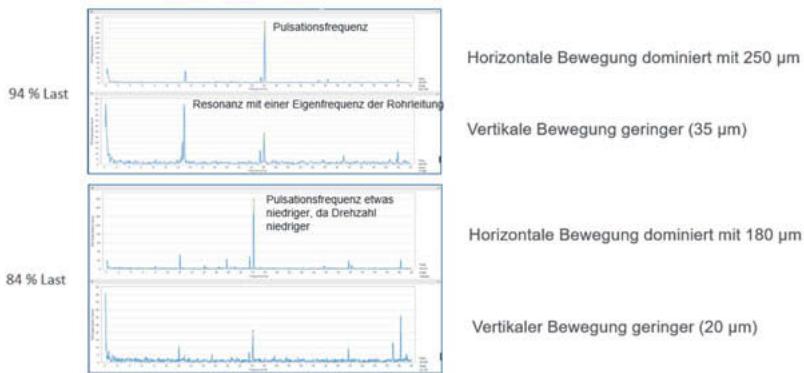


Bild 3: FFT am Messpunkt A (Kompressorgehäuse)

In einem anderen Fall wurden Risse an einer Bypass-Leitung von Drehkolbengebläsen in einer Chemiefabrik festgestellt. Mithilfe der videobasierten Schwingungsanalyse wurde zwar eine strukturelle Lockerung identifiziert, jedoch keine ausgeprägten Rohrleitungsschwingungen. Die Problemanalyse fand deshalb mithilfe von temporären Online-Schwingungsmessungen über zwei Wochen lang statt, welche sowohl die Rohrleitungsschwingungen (siehe Bild 4) als auch die Maschinenschwingungen an den Drehkolbengebläsen bei verschiedenen Drehzahlen erfassen. Diese Langzeitergebnisse wurden dann mit den Grenzwerten der VDI Standards 3836 und 3842 verglichen, und es wurden Zustände mit unzulässig hohen Rohrleitungsschwingungen identifiziert, die jedoch vom Drehkolbengebläse angeregt werden (siehe Bild 5). Erst danach kam die videobasierte Schwingungskamera gezielt in den kritischen Drehzahlbereich 225 U/min zum Einsatz.

Folgende Empfehlungen konnten mithilfe der videobasierten Schwingungskamera ausgesprochen werden:

- Es sind zusätzliche Versteifungen an den Bypass-Rohrleitungen erforderlich.
- Es ist eine Entkopplung an den Schnellschluss-Rohrleitungen einzubringen.

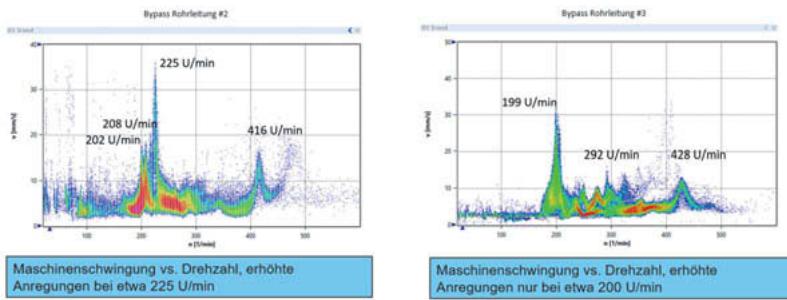


Bild 4: Schwingungsmessungen an der Bypass Rohrleitung

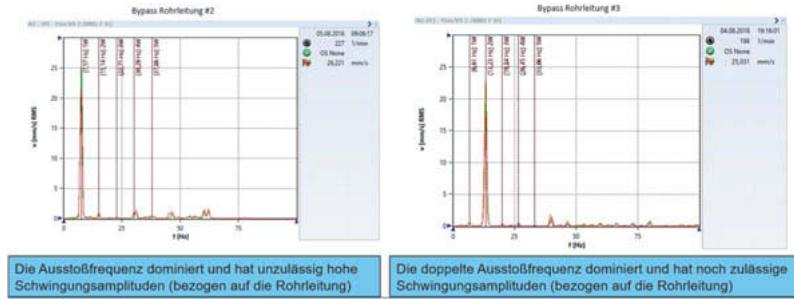


Bild 5: Drehkolbengebläse – Frequenzanalysen bei 227 U/min (links) und bei 198 U/min (rechts)

7. Zusammenfassung

Mit videobasierter Schwingungsmessung sind wir nicht mehr vom Glück abhängig, die richtigen Messpunkte an der schwingenden Rohrleitung zu finden und zu bewerten. Des Weiteren können mit videobasierter Schwingungsmessung auch Rohrleitungen vermessen werden, welche nicht mit Leitern etc. erreichbar sind oder nicht magnetisch sind.

Praktische Schwingungsanalysen mittels Spektren höherer Ordnung

Vibration analysis using higher-order spectra

Arvid Trapp M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Peter Wolfsteiner,
Fakultät für Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik,
Hochschule München

Kurzfassung

Dieser Beitrag beschreibt die Anwendung der spektralen Analyse höherer Ordnung für Schwingungsanalysen. Spektren höherer Ordnung abstrahieren periodische Eigenschaften von Schwingungsdaten und stellen diese als Frequenzkorrelationen dar. Sie erweitern damit die klassische PSD-Analyse, welche lediglich für stationäre normalverteilte Daten eine vollständige Beschreibung darstellt. Spektren höherer Ordnung lassen sich auf allgemeine Prozesse anwenden und erlauben damit auch Analysen von nichtlinearen, nicht-normalverteilten oder instationären Prozessen. Es werden die wichtigsten Merkmale von Spektren höherer Ordnung und die relevanten Schätzverfahren diskutiert, um schließlich anhand ausgewählter Beispiele die praktische Anwendung zu demonstrieren.

Abstract

This work covers the use of higher-order spectral analysis for vibration analysis. Higher-order spectra abstract periodic properties from vibration data by cross-frequency correlation. They extend the classical PSD analysis, which is only a comprehensive description for stationary Gaussian data. Higher order spectra can be applied to general processes and thus also permit the analysis of nonlinear, non-Gaussian or non-stationary processes. This contribution discusses the main characteristics of higher-order spectra and reviews their relevant estimation methods. This serves as the basis to demonstrate their practical application by selected examples.

1. Einleitung

Eine Vielzahl physikalischer Probleme, die für den Betrieb technischer Systeme von Bedeutung sind, unterliegen gewissen Zufälligkeiten und können aus diesem Grund nicht deterministisch festgelegt werden. Derartige Zufälligkeiten können beispielsweise Streuungen von Materialeigenschaften, variierenden Betriebslasten, Umwelteinflüssen oder spezifischem Anwendungsverhalten entspringen.

Die Untersuchung dynamischer Systeme, welche stochastischen Einflüssen ausgesetzt sind, wird insbesondere durch Schwingungsanalysen unterstützt. Eine besondere Relevanz in der Analyse von Schwingungen haben Frequenzbereichsverfahren, welche Schwingungs-Zeitverläufe als Summe harmonischer Funktionen abbilden. Ihnen liegt die Motivation zu Grunde, Schwingungen in eine Form zu überführen, die ihrer charakterisierenden Eigenschaft wiederholender Merkmale genügt. Dafür werden im Frequenzbereich die harmonischen Basisfunktionen mit Amplitude und Phasenlage bemessen. Eine besonders effektive und daher beliebte Frequenzbereichsgröße ist die spektrale Leistungsdichte (power spectral density – PSD). Sie stellt ein Maß dar, welches zum Mittelwert der quadrierten Amplituden proportional ist. Damit sind stationäre normalverteilte Schwingungsprozesse vollständig und gleichwohl dateneffizient charakterisiert. Darüber hinaus kann es mittels der linearen Systemtheorie effektiv weiterverarbeitet werden.

Weichen Schwingungsprozesse dagegen von der stationär normalverteilten Hypothese ab, so stellt das PSD eine unvollständige Beschreibung dar, welche in vielen Fällen die Anforderungen an die Analyse allgemeiner Schwingungsprozesse nicht ausreichend erfüllt. Entscheidend ist, dass das PSD den zeitlichen Verlauf eines Schwingungsprozesses verschleiert, in welchem sich instationäre, nichtlineare oder deterministische Eigenschaften bemerkbar machen können. Diese Eigenschaften sind in einem Fourier-transformierten Prozess durch den Phasengehalt abgebildet. Da dieser nicht in die Berechnung des PSDs eingeht, wird es als phasenblind bezeichnet. Die spektrale Analyse höherer Ordnung (higher-order spectral analysis – HOS analysis) kann als Erweiterung des PSDs verstanden werden und bezieht anders als dieses auch die Phaseninformation in die Bestimmung von Spektren höherer Ordnung ein. Mit ihr wird die in den Phasen enthaltene Information aufbereitet und als Frequenzkorrelationen dargestellt. Damit lassen sich bspw. Rückschlüsse auf instationäre oder nichtlineare Eigenschaften eines allgemeinen Schwingungsprozesses treffen, vor allem aber ermöglichen es HOS, allgemeine Schwingungsprozesse hinreichend zu definieren. Folglich ist die wesentliche Motivation HOS für Schwingungsanalysen anzuwenden, den Informationsgehalt der PSD-Analyse auf Eigenschaften zu erweitern, die es erlauben, allgemeine Prozesse zu charakterisieren. Also jene, die von stationär normalverteilten Eigenschaften abweichen. Dies umfasst bspw. die Zielsetzung (i) einen allgemeinen Schwingungsprozess statistisch zu definieren, (ii) direkte Aussagen aus den Spektren abzuleiten wie bspw. Informationen über den zeitlichen Verlauf (Instationarität) oder Zusammenhänge zwischen Frequenzanteilen, (iii) die Verarbeitung mittels der linearen Systemtheorie um dynamische Systeme zu beschreiben bzw. deren Antwort in Folge

allgemeiner Schwingungsanregungen vorherzusagen, (iv) der statistischen Modellanpassung und Parameterschätzung oder (v) der Vorhersage von zukünftigem Schwingungsverhalten.

Dieser Beitrag beginnt mit einer Einführung in die Grundlagen der Statistik höherer Ordnung. Auf dieser Grundlage wird die spektrale Analyse höherer Ordnung eingeführt. Daran knüpft eine Betrachtung der wichtigsten Eigenschaften von HOS, welche mit einer Diskussion der relevanten Schätzverfahren schließt. Es folgen einige theoretische und praktische Beispiele, welche die Anwendung von Spektren höherer Ordnung demonstrieren.

2. Grundlagen

Ein intuitiver Zugang zu Spektren höherer Ordnung kann über statistische Momente dargelegt werden. Diese Kenngrößen verknüpfen statistische Eigenschaften mit Zeit- und Frequenzbereichsgrößen. Statistische Momente stehen in direktem Zusammenhang zur Wahrscheinlichkeitsdichte $p(x)$ eines stationären Prozesses $X(t)$.

$$m_n = E[X^n(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x^n p(x) dx; \quad \mu_n = E[(X(t) - \mu_x)^n] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_x)^n p(x) dx \quad (1)$$

Einschlägigste Vertreter sind das arithmetische Mittel μ_x , welches dem ersten statistischen Moment $m_1 = \mu_x$ gleichzusetzen ist, und die Varianz σ^2 , die dem zweiten zentralen Moment $\mu_2 = \sigma^2$ entspricht und wesentliche Streugröße ist. Im Gegensatz zu Verteilungsdichten lassen sich Momente auf Basis abgetasteter Realisationen x_i mit geringem Aufwand und ohne Parameterwahl schätzen.

$$\hat{m}_n = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^n; \quad \hat{\mu}_n = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \hat{m}_1)^n \quad (2)$$

Die Fourier-Analyse bildet einen Prozess durch Sinus- und Kosinus-Funktionen ab, welche aufgrund vorteilhafter mathematischer Eigenschaften bevorzugt durch die komplexe Exponentialfunktion ($e^{i2\pi ft} = \cos(2\pi ft) + i \sin(2\pi ft)$) ausgedrückt wird.

$$X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df; \quad X(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (3)$$

So ist die Fourier-Transformierte $X(f)$ eine komplexwertige Größe, welche die Amplituden- $|X(f)|$ und Phaseninformation $\varphi(f) = \arg(X(f))$ in sich vereint. Hierbei ist die Leistung, die ein einzelner Frequenzanteil mit sich trägt, proportional zur quadrierten Amplitude $|X(f)|^2$. In dieser Form kann der Beitrag jeder Frequenz zur gemittelten Leistung eines Prozesses definiert werden, wobei die Leistung für einen mittelwertsfreien Prozess ($\mu_x = 0$) dem zweiten zentralen Moment μ_2 resp. der Varianz σ^2 entspricht (Gl. 4). Die Funktion der quadrierten Amplituden wird als spektrale Leistungsdichte (PSD) $S_{xx}(f)$ bezeichnet.

$$\mu_2 = \sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) df = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{T} |X(f)|^2 df \quad \text{für } \mu_x = 0 \quad (4)$$

Das PSD kann also als Verteilung des zweiten zentralen Moments über der Frequenz aufgefasst werden. Damit sind stationär normalverteilte Prozesse vollständig beschrieben. Sie folgen der Gaußschen Normalverteilung

$$p_g(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\mu_2}} e^{-\frac{(x-\mu_2)^2}{2\mu_2}} \quad (5)$$

Gl. (4) lässt sich auf höhere Momentenordnungen erweitern und führt damit die spektrale Analyse höherer Ordnung (HOS) ein.

$$\mu_n = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} S_{x \dots x}(f_1, \dots, f_{n-1}) df = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{T} X(f_1) \dots X(f_{n-1}) X^*(f_1 + \dots + f_{n-1}) df \quad (6)$$

Hierbei stellt $[\cdot]^*$ den komplex konjugierten Fourier-Koeffizienten $X^*(f) = X(-f)$ dar. Für $n = 2$ kann Gl. (4) aus Gl. (6) abgeleitet werden, da $|X(f)|^2 = X(f)X^*(f)$. Das PSD wird damit als Kenngröße zweiter Ordnung bezeichnet und hat lediglich ein Funktionsargument. Spektren höherer Ordnungen $n > 2$ beziehen sich auf $n - 1$ Funktionsargumente f_1, \dots, f_{n-1} . Sie stellen gemäß Gl. (6) die Verteilung des jeweiligen Moments durch Frequenzkombinationen dar. Diese können sich jeweils auf bis zu n Frequenzen beziehen, wobei sich die n -te Frequenz aus den $n - 1$ Funktionsargumenten bestimmt. Diese Beziehung $f_n = -(f_1 + \dots + f_{n-1})$ wird als Stationaritätsbedingung bezeichnet. Die spektrale Analyse abstrahiert diejenigen Zusammenhänge, die im Zeitbereich als Überlagerung oder Auslösungen beobachtet werden können und so bspw. unregelmäßig hohe Ausschläge formen. Daher werden diese Zusammenhänge als Frequenzkorrelationen bezeichnet. Dies kann unter Betrachtung des Wiener-Chintschin Theorem verdeutlicht werden, welches das PSD $S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} r_{xx}(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau$ als Fourier-Transformierte der Autokorrelationsfunktion definiert

$$r_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t + \tau) dt \quad (7)$$

Damit werden Zusammenhänge resp. Ähnlichkeiten im zeitlichen Verlauf in den Frequenzbereich überführt. HOS $S_{x \dots x}(f_1, \dots, f_{n-1})$ verallgemeinert das Wiener-Chintschin Theorem für Autokorrelationsfunktionen höherer Ordnung $r_{x \dots x}(\tau_1, \dots, \tau_{n-1})$ [1]

$$S_{x \dots x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} r_{x \dots x}(\tau_1, \dots, \tau_{n-1}) e^{-i2\pi(f_1\tau_1 + \dots + f_{n-1}\tau_{n-1})} d\tau_1 \dots d\tau_{n-1} \quad (8)$$

Alle Beiträge höherer Ordnung $n > 2$ stellen Abweichungen zu einem stationär normalverteilten Prozess dar (vgl. Gl. 5) und können den entsprechenden Frequenzen zugeordnet werden. Die Anwendung von HOS kann motiviert sein durch

- die Analyse nichtlinearer, nicht-normalverteilter oder instationärer Prozesse oder Systeme.
- die Untersuchung der Verteilung zentraler Momente, um Schwingungsdaten direkt mit probabilistischen Eigenschaften eines Prozesses zu verknüpfen.

- Tests von Schwingungsdaten auf unterschiedliche Eigenschaften (Linearität, Normalverteilung, Aliasing, etc.) [2].
- die Aufschlüsselung von Abweichungen zu stationär normalverteilten Prozessen.
- eine vollständige Definition von stochastischen Prozessen im Frequenzbereich.
- das Filtern von stationär normalverteiletem Rauschen mit unbekannten PSD.
- die Verarbeitung allgemeiner stochastischer Schwingungsprozesse mittels linearer Systemtheorie.

2.1 Bi- und Trispektrum

Die Verteilung des Moments dritter Ordnung im Frequenzraum wird als Bispektrum $S_{xxx}(f_1, f_2)$ bezeichnet und stellt in der Fortführung des PSDs damit das erste HOS dar. Der Zusatz bi- referenziert die Aufteilung in einen zweidimensionalen Frequenzraum, in welchem Frequenzkorrelationen das dritte zentrale Moment μ_3 abbilden. Das Bispektrum wird im Allgemeinen mit Symmetrie assoziiert. Dies ist auf die Schiefe γ , das standardisierte Moment dritter Ordnung $\gamma = \mu_3/\sigma^3$, zurückzuführen, welches das grundlegende Maß für die Asymmetrie einer Wahrscheinlichkeitsdichte ist. Symmetrische Prozesse haben eine Schiefe von $\gamma = 0$. Hierbei konzentriert sich die Bedeutung des Bispektrums auf Frequenzkorrelationen, welche Abweichungen zu einem symmetrischen Prozess beschreiben. Das Spektrum vierter Ordnung, das Trispektrum $S_{xxxx}(f_1, f_2, f_3)$, stellt die Verteilung des zentralen Moments vierter Ordnung μ_4 über den dreidimensionalen Frequenzraum dar. Als standardisiertes Moment beschreibt die Kurtosis $\beta = \mu_4/\sigma^4$ die Steilheit einer Verteilung. Sie ermöglicht einen direkten Vergleich zur Streubreite der Gaußschen Normalverteilung mit Kurtosis $\beta = 3$. Bi- und Trispektrum stellen die konsekutiven Spektren des PSDs dar. Eine erste Unterscheidung der Spektren erfolgt anhand der Parität ihrer Ordnung, d.h. ob sie mit asymmetrischer- (ungerade) oder symmetrischer Streuung (gerade) in Verbindung gesetzt werden. Die Erweiterung auf Ordnungen $n > 4$ wird bspw. analog zu Reihenentwicklungen als eine weitere Spezifikation dieser Eigenschaften angesehen. Diese haben jedoch bisher keine relevante praktische Anwendung erfahren.

2.2 Wichtige Merkmale von HOS

Die Handhabung von HOS ist insbesondere aufgrund ihrer Mehrdimensionalität komplexer als die des PSDs. Daher werden im Folgenden einige relevante Merkmale von HOS benannt. Diese werden anhand des Bi- und Trispektrums verdeutlicht. HOS spannen einen $(n - 1)$ -dimensionalen Frequenzraum auf (Abb. 1). Gemäß des Abtasttheorems wird gefordert, dass Realisationen keine Frequenzanteile oberhalb der Nyquist-Frequenz f_{Ny} (halbe Abtastfrequenz) enthalten, um ihre Eindeutigkeit nicht einzuschränken. Für HOS folgt hieraus

$$\text{für } \{ |f_1|, \dots, |f_{n-1}|, |f_1 + \dots + f_{n-1}| \} > f_{Ny} \Rightarrow S_{x \dots x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = 0$$

Der Bereich innerhalb dieser Grenzen ist in Abb. 1 für Bi- und Trispektrum in grau dargestellt, was ihre jeweilige charakteristische Form in der realen Anwendung definiert. So legt bspw. der Test für Aliasing die Nullhypothese zugrunde, dass sich das vollständige n -te Moment einzig auf diesen Bereich verteilt [3].

Eine weitere wichtige Eigenschaft sind Symmetrien innerhalb des Frequenzraums, welche vor allem den mit HOS verbundenen Rechenaufwand reduzieren. Analog zum zweiseitigen Leistungsdichtespektrum, für welches $S_{xx}(f) = S_{xx}(-f)$ gilt, handelt es sich um Beiträge, die mehrfach auftreten. Diese Symmetrien lassen sich auf zwei Operationen zurückführen:

- Symmetrien aufgrund von Permutation. HOS sind invariant gegenüber der Permutation ihrer n Frequenzprodukte (Kommutativgesetz). So gilt bspw.

$$S_{xxx}(f_1, f_2) = S_{xxx}(f_2, f_1); \quad S_{xxxx}(f_1, f_2, f_3) = S_{xxxx}(f_2, f_3, f_1) = S_{xxxx}(f_3, f_1, f_2)$$

Die Anzahl möglicher Permutationen wird mit der Fakultät $n!$ beschrieben

- Symmetrien aufgrund komplex konjugierter Paare. Jeder HOS-Eintrag hat ein komplex konjugiertes Paar $S_{x \dots x}^*(f_1, \dots, f_{n-1}) = S_{x \dots x}(-f_1, \dots, -f_{n-1})$. Der entsprechende Eintrag setzt sich aus dem gleichen Real- $\Re[\cdot]$ bei vorzeichen-vertauschem Imaginärteil $\Im[\cdot]$ zusammen. Beispielsweise gilt

$$S_{xxx}(f_1, f_2) = \Re[S_{xxx}(-f_1, -f_2)] - \Im[S_{xxx}(-f_1, -f_2)]$$

Aus dieser Eigenschaft ergibt sich eine Halbierung der zu berechnenden Einträge, sowie die Begründung, dass das Integral über den vollständigen Frequenzraum ein reellwertiges Moment ergibt. Die Imaginäranteile heben sich in der Summe auf.

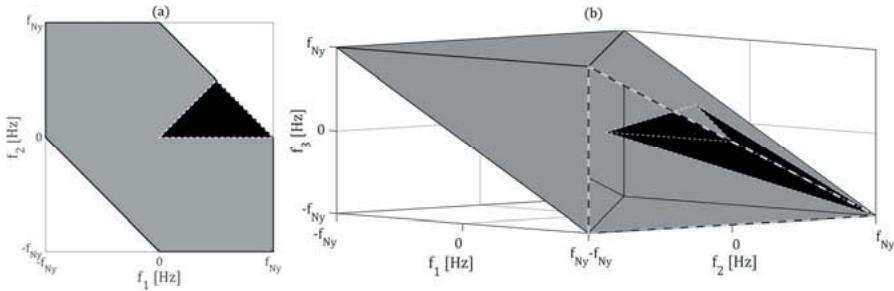


Abbildung 1: Charakteristische Form und Primärzonen von Bi- (a) und Trispektrum (b)

Aus den beschriebenen Symmetrien folgt, dass aus einem Eintrag auf bis zu $2(n!)$ Einträge geschlossen werden kann. Der Bereich eines Spektrums, welcher ausschließlich nicht redundante Beiträge enthält, wird als Primärzone bezeichnet. Mittels der beschriebenen Operationen kann daraus auf das vollständige Spektrum geschlossen werden. Jeweils eine

Primärzone ist in Abb. 1 in Schwarz hervorgehoben. Diese sind aufgespannt durch $\{(0,0), \left(\frac{f_{Ny}}{2}, \frac{f_{Ny}}{2}\right), (f_{Ny}, 0)\}$ für das Bi- und $\{(0,0,0), (f_{Ny}, 0,0), (f_{Ny}, f_{Ny}, -f_{Ny}), \left(\frac{f_{Ny}}{3}, \frac{f_{Ny}}{3}, \frac{f_{Ny}}{3}\right)\}$ für das Trispektrum.

2.3 Kumulantenspektren

Eine weitere Formulierung von HOS sind Kumulantenspektren $C_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1})$. Diese leiten sich von Kumulanten c_n ab, welche eine Alternative zu statistischen Momenten (Gl. 1) darstellen. Kumulanten werden allgemein über statistische Momente definiert, haben jedoch unter anderem die bevorzugte Eigenschaft, dass sie für stationär normalverteilte Prozesse und höhere Ordnungen Null sind: $c_n = 0 \forall n > 2$. Sie stellen damit ideale Kenngrößen dar, um die Abweichungen zu einem stationär normalverteilten Prozess zu visualisieren und zu quantifizieren. Kumulantenspektren bis zur vierten Ordnung sind definiert mit [4]

$$C_{xx}(f) = S_{xx}(f); \quad C_{xxx}(f_1, f_2) = S_{xxx}(f_1, f_2); \quad C_{xxxx}(f_1, f_2, f_3) = S_{xxxx}(f_1, f_2, f_3) - S_{xx}(f_1)S_{xx}(f_3)\delta(f_1 + f_2) - S_{xx}(f_1)S_{xx}(f_2)\delta(f_2 + f_3) - S_{xx}(f_2)S_{xx}(f_3)\delta(f_1 + f_3) \quad (9)$$

3. Schätzer für Spektren höherer Ordnung

Werden HOS zur Analyse stochastischer Prozesse angewendet, so werden diese Prozessgrößen auf Basis stochastischer Realisationen ermittelt und sind daher als Schätzfunktionen anzusehen. Diese sind mit diakritischen Zeichen wie dem Zirkumflex gekennzeichnet. Die klassische oder auch nicht-parametrische Abschätzung von HOS kann auf drei verschiedenen Wegen erfolgen. Diese sind in Abbildung 2 dargestellt und stellen genau genommen Erweiterungen der PSD-Schätzung dar.

3.1 Schätzverfahren

Der HOS-Schätzer, welcher sich direkt aus Gl. (6) ableitet ist das Periodogramm [5]:

$$\check{S}_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = \frac{1}{T} \check{X}(f_1) \dots \check{X}(f_{n-1}) \check{X}^*(f_1 + \dots + f_{n-1}) \quad (10)$$

Dies wird auch als direkte Methode bezeichnet, da die Berechnung, die sogenannte Erwartungswertbildung, direkt im Frequenzbereich auf Grundlage der Fourier-Koeffizienten erfolgt (gepunkteter Verlauf in Abb. 2). Wird zunächst die Abschätzung der Korrelationsfunktion vollzogen und in der Folge mehrdimensional Fourier-transformiert (Wiener-Khintschin Theorem, Gl. 8), ist dies als indirekte Methode definiert (Abb. 2, gestrichelt)

$$\tilde{S}_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = \int_{-T/2}^{T/2} \dots \int_{-T/2}^{T/2} \tilde{r}_{x...x}(\tau_1, \dots, \tau_{n-1}) e^{-i2\pi(f_1\tau_1 + \dots + f_{n-1}\tau_{n-1})} d\tau_1 \dots d\tau_{n-1} \quad (11)$$

Der dritte Schätzer [6] wird als Filteranwendung bezeichnet und ist mit dem durchgezogenen Verlauf in Abb. 2 gekennzeichnet.

$$\hat{S}_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t, f_1) \dots x(t, f_{n-1}) x(t, -f_1 - \dots - f_{n-1}) dt \quad (12)$$

Alle Wege sind formal ineinander überführbar, unterscheiden sich jedoch in der Reihenfolge, in welcher die Erwartungswertbildung und die Fouriertransformation durchgeführt werden. Weiterhin unterscheiden sie sich in der Umsetzung der für statistisch stabile Schätzwerte notwendigen Glättung.

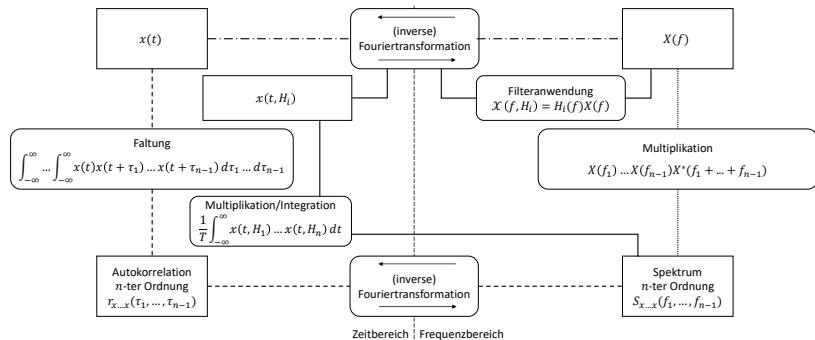


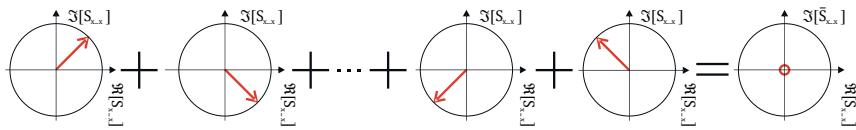
Abbildung 2: Schematische Darstellung der Schätzverfahren (nicht parametrisch)

3.2 Anwendung der Schätzverfahren

Schätzwerte im Frequenzbereich sind starken Schwankungen ausgesetzt, welche eine direkte Proportionalität zur Schwankungsbreite im Zeitbereich aufweisen. Diese Schwankungen machen sich im Frequenzbereich durch unregelmäßige Ausschläge bemerkbar, die ohne ein Glättungsvorgehen nicht von wahren Ausschlägen zu unterscheiden sind (vgl. auch Abb. 3). Kritisch ist hierbei, dass die in den Gl. (7-9) definierten Schätzer ohne weitere Modifikationen nicht konsistent sind. Die Konsistenz eines Schätzers beschreibt, dass sich die statistischen Eigenschaften der Kenngrößen unter Einbezug von mehr Daten verbessern, sich also die fehlerhaften stochastischen Ausschläge vermindern [7]. Um die Forderung nach Konsistenz zu erfüllen, aber auch um den Rechenaufwand zu begrenzen, erfordert die praktische Umsetzung eine Segmentierung resp. Glättung. Eine weitere Komplexität von HOS, welche direkt mit der Glättung zusammenhängt, ist die Beschreibung des Phasengehalts stochastischer Prozesse. Während die Amplitudeninformation durch das PSD abgebildet wird, stellt der Phasengehalt die zur Bestimmung von HOS substantielle zusätzliche Information dar. Für Realisationen zufälliger Prozesse handelt es sich hierbei ebenfalls um eine stochastische Kenngröße. Daher gewinnt die Kenngröße auch erst ihre Aussagekraft, indem sie über eine große Stichprobe gemittelt wird. Abb. 3 stellt einige vollaufgelöste (ungeglättete) trispektrale Einträge dar. Werden diese in einem Frequenzraum aufsummiert und beschreiben unkorrelierte Frequenzkombinationen, so mitteln sie sich in der Summe aus. Nicht

normalverteilte, also korrelierte Frequenzkombinationen, weisen dagegen bevorzugte Ausrichtungen auf, welche nach dem Glätten eindeutig nachweisbar sind.

Mittelung eines Frequenzraums unkorrelierter Frequenzen



Mittelung eines Frequenzraums korrelierter Frequenzen

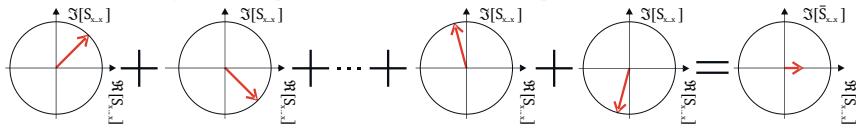


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Glättung hochaufgelöster HOS-Einträge

In Bezug auf das Glättungsvorgehen unterscheiden sich die Verfahren wesentlich. Die Verfahren aus Gl. (7-8) segmentieren im Zeitbereich, während die Filteranwendung (Gl. 9) die Segmentierung im Frequenzbereich ermöglicht. Letzteres erschließt die vollständige Bandbreite der HOS-Analyse (vgl. auch Abschnitt 4.4).

4. Anwendung der spektralen Analyse höherer Ordnung

4.1 Vergleich von Signalen gleichen PSDs

Ein Standardbeispiel, mit dem die Limitierungen der PSD-Analyse herausgestellt werden, ist das Chirp-Signal (to chirp – Zwitschern) [8]. Hierbei handelt es sich um ein Signal mit variabler Frequenz, welches im Spezialfall eines linearen Anstiegs mit $x(t) = \sin(2\pi f_0 t + k/2 t^2)$ ausgedrückt wird. Der Faktor k beschreibt die Zunahme der Ausgangsfrequenz f_0 . Wird die PSD-Analyse auf dieses deterministische Signal angewendet, so enthält es Anteile über die gesamte Bandbreite der im Verlauf des Signals angesprochenen Frequenzen (Abb. 4b). Diese PSD-Form ist ebenfalls charakteristisch für einen bandbegrenzten stochastischen Rauschprozess. Eine Realisation eines solchen Prozesses, welche der Normalverteilung folgt, ist in Abb. 4a dargestellt. Weiterhin stellt Abb. 4c eine Realisation dar, welche nichtlinear auf Grundlage eines Hermite-Polynome-Modell transformiert ist [9]. Ein Vergleich der Schwankungen der PSDs zeigt eindrücklich den Kontrast zwischen deterministischen und stochastischen Zeitreihen. Die drei Zeitreihen weisen das gleiche PSD und damit das gleiche zweite zentrale Moment resp. die gleiche Varianz aus. Nichtdestotrotz wirkt sich die im Zeitbereich offensichtlich unterschiedliche Charakteristik auch auf den Frequenzbereich aus, in Form der Phasenstruktur. Es wird das Trispektrum $S_{xxxx}(f_1, f_2, f_3)$ angewendet, um die Phasenstruktur aufzubereiten (Abb. 4 untere Plots). Bei der gewählten Darstellungsart handelt es sich um eine qualitative Darstellung des Trispektrums, in welcher die Ausdehnung der

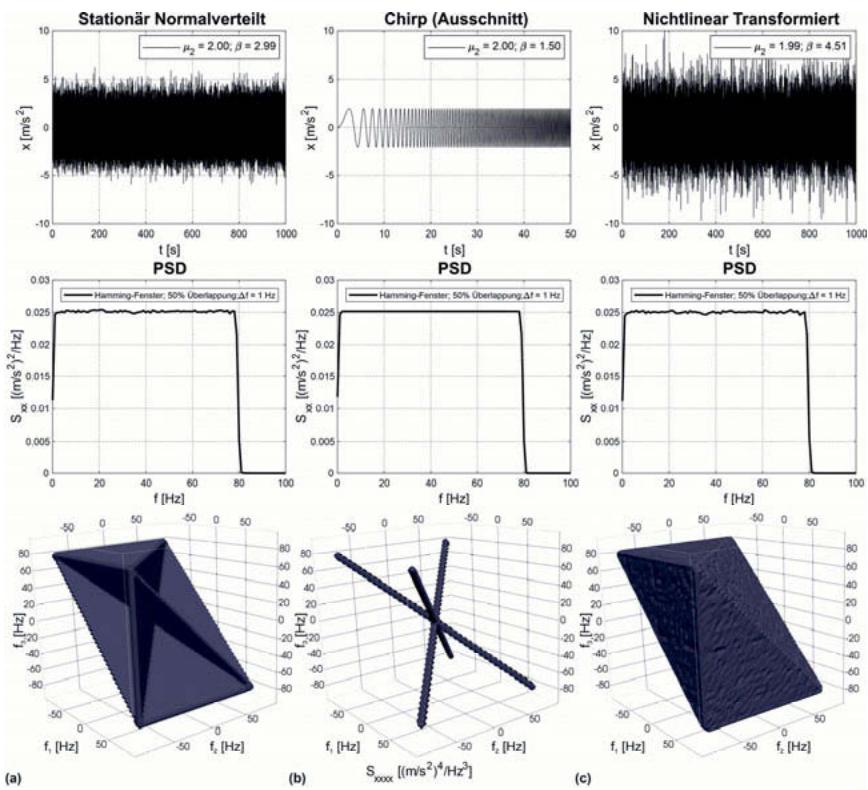


Abbildung 4: Vergleich einer (a) stationär normalverteilten und einer (c) stationär nichtlinear-transformierten Realisation mit (b) einem Chirp-Signal gleichen PSDs

Volumina proportional zur Größe des jeweiligen trispektralen Beitrags ist. Ein Schwellwert filtert Beiträge von unbedeutender Größe wie bspw. statistische Fluktuationen. Die dargestellten Ergebnisse lassen sich verallgemeinern: Für die stationär normalverteilte Realisation verteilt sich das vierte Moment auf die Ebenen $\{f_1 = f_2, f_1 = f_3, f_2 = f_3\}$. Dagegen konzentriert sich die dem Chirp-Signal zugehörige Verteilung auf die Bereiche, die sich einer einzigen Frequenz zuordnen lassen, bspw. $f_1 = f_2 = -f_3$. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im zeitlichen Verlauf keine Interaktion der Frequenzen stattfindet. Die nichtlinear transformierte Realisation erstreckt sich proportional zur Amplitude auf den vollständigen Bereich des Trispektrums.

4.2 Vergleich stochastischer Realisationen gleichen PSDs und Kurtosis

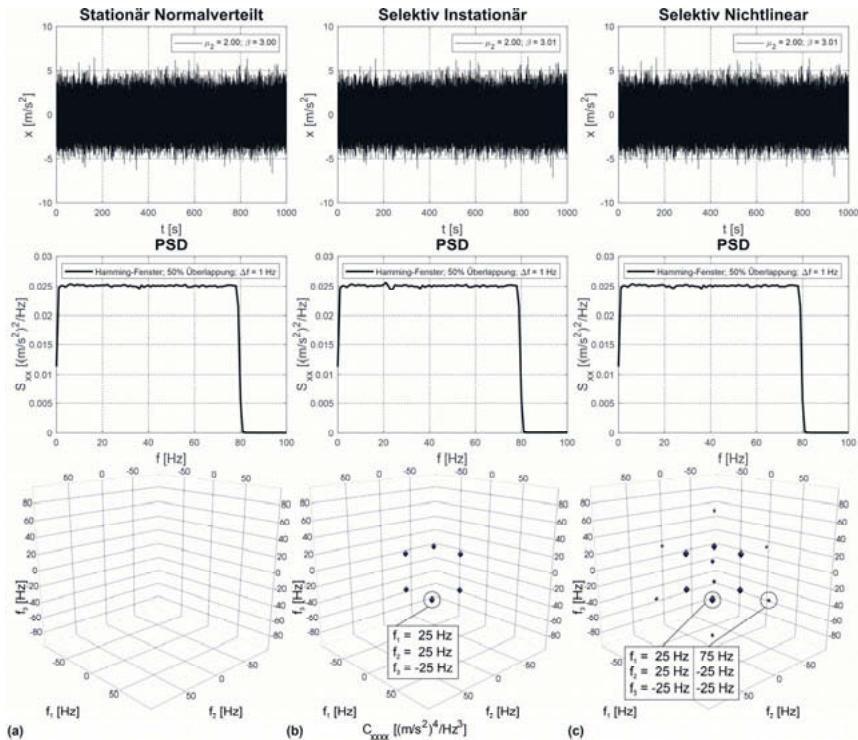


Abbildung 5: Vergleich von Realisationen gleichen PSDs (a) ohne Manipulation, (b) mit instationärem Anteil und (c) nichtlinearem Anteil

Im Folgenden ebenfalls synthetischen Beispiel wurden Realisationen frequenzselektiv manipuliert. Abb. 5b zeigt eine Realisation, die im Intervall um $f_m = 25$ Hz der Breite $\Delta f = 5$ Hz einen instationären Verlauf erfährt. Die Amplituden dieses Intervalls werden im zeitlichen Verlauf von 0,4 bis 1,5 des ursprünglichen Werts linear überhöht. Die Realisation Abb. 5c wird im gleichen Intervall nichtlinear transformiert (erneut nach [9]). Im Zeitbereich und mittels PSD sind die Realisationen praktisch nicht voneinander zu unterscheiden. Im Trispektrum dagegen lassen sich Unterschiede identifizieren. Für dieses Beispiel wird das Kumulanten-Trispektrum $C_{xxxx}(f_1, f_2, f_3)$ dargestellt, da es die vorteilhafte Eigenschaft aufweist, dass es lediglich Abweichungen zu einer stationär normalverteilten Realisation abbildet (vgl. Abb. 5c unten). Für den Fall der frequenzselektiv instationären Realisation handelt es sich um einen Beitrag, der dem manipulierten Frequenzintervall zuzuordnen ist und auf dieses beschränkt ist, da sich

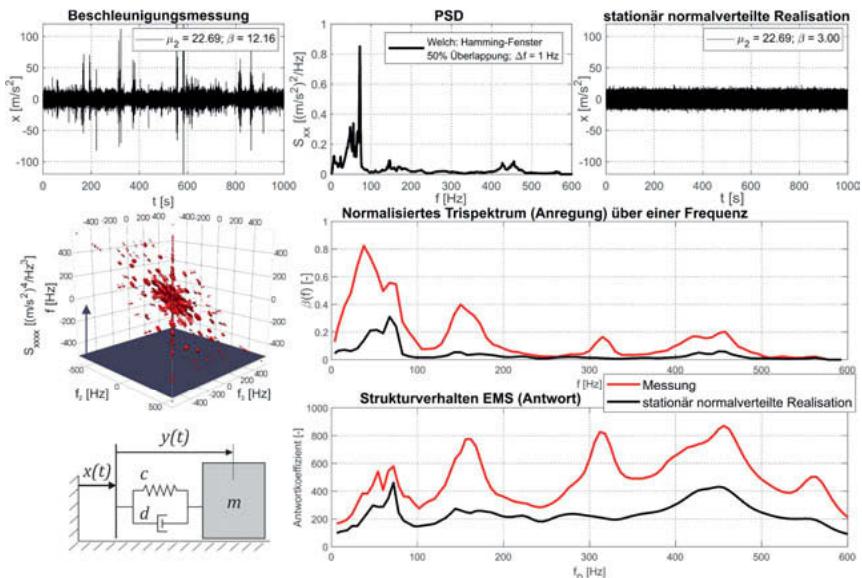


Abbildung 6: Anwendung des Trispektrums zur Vorhersage von Strukturverhalten

die restlichen Intervalle stationär verhalten. Permutationen hiervon ergeben sechs redundante Einträge. Im Fall der nichtlinearen transformierten Realisation tritt darüber hinaus ein weiterer Beitrag mit einer dreifachen Frequenz auf. Zu diesem Beitrag existieren acht Permutationen. Diese Korrelation tritt durch den kubischen Term des nichtlinearen Modells auf, aus welchem sogenannte superharmonische Beiträge folgen. Dies gilt für alle kubischen Nichtlinearitäten. Quadratische Nichtlinearitäten lassen sich im Gegensatz dazu im Bispektrum identifizieren. Es folgen zwei Beispiele in denen HOS auf reale Problemstellungen angewendet werden.

4.3 Struktur-Antwortverhalten infolge stochastischer Anregungen

Abb. 6 zeigt eine Beschleunigungsmessung die am Achslager einer Lokomotive aufgenommen wurde. Die Zeitreihe ist charakterisiert durch instationäres Verhalten mit mehreren überlagerten transienten Events. Auf der rechten Seite ist eine zugehörige stationär normalverteilte Realisation des gleichen PSDs dargestellt. Auf Grundlage des PSDs wären beide Zeitreihen indifferent. Jedoch unterscheiden sie sich in der Kurtosis, dem standardisierten vierten Moment, welches der realen Messung eine höhere Streubreite beimisst. In der Folge wird das Trispektrum angewendet, um die Verteilung der Kurtosis im Frequenzbereich zu analysieren. Der mittlere Plot zeigt die Verteilung des normalisierten Trispektrums als Darstellung über einer Frequenz $\beta(f) = \sum_{f_2} \sum_{f_3} S_{XXXX}(f, f_2, f_3) / \sigma^4$. In dieser Form ermöglicht es eine quantitative Auswertung. Dafür wurde das normalisierte Trispektrum

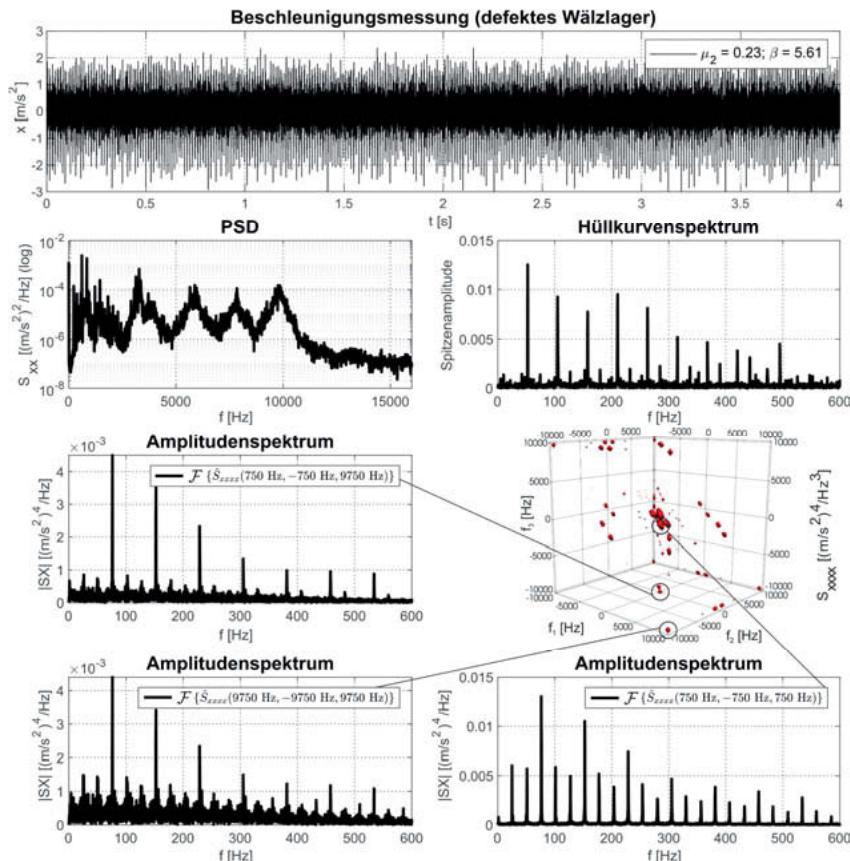


Abbildung 7: Anwendung des Trispektrums zur Identifikation derjenigen Frequenzen, die zu regelmäßigen hohen Ausschlägen beitragen

entlang der Normalen der dargestellten Ebene aufsummiert. Im Gegensatz zur Kurve, die aus der stationär normalverteilten Realisation resultiert und sich proportional zum PSD verhält, zeigt die reale Messung einige Frequenzbereiche mit hoher Kurtosiskonzentration. Es wird eine in der Betriebsfestigkeitsanalyse beliebte Technik, das Fatigue Damage Spectrum (FDS) nach [10], angewendet, um den Einfluss der sich im Zeitbereich manifestierenden nicht normalverteilten resp. instationären Eigenschaften auf lineares Strukturverhalten zu bewerten. Hierbei dienen die beiden Realisationen als Anregung eines Ein-Massen-Schwingungssystem (EMS) mit variabler Eigenfrequenz f_D . Der untere Plot fasst die resultierende Schwingungsantwort des EMS in der Form einer Pseudo-Schädigung als Funktion der

Eigenfrequenz zusammen. Die Unterschiede beider Kurven verdeutlichen die unzureichende Beschreibung der Anregung durch das PSD. Weiterhin ist ersichtlich, dass das Antwortverhalten jeweils ähnlich zur Verteilung des Trispektrums der Anregung ist. Im Gegensatz zum PSD erlaubt das Trispektrum damit eine genauere Abschätzung des Einflusses allgemeiner Schwingungsanregungen auf lineare Systeme [11]. Ferner wird in [12] eine Methode vorgestellt, mit welcher die Auswirkung korrelierter Frequenzbereiche auf lineare Strukturen mit mehreren Resonanzfrequenzen analysiert wird.

4.4 Maschinendiagnose

Für dieses Beispiel werden Beschleunigungsdaten aus dem Datensatz der Veröffentlichung [13] verwendet. Abbildung 7 stellt eine Messung dar, die an einem Aufbau aufgenommen wurde, welche ein real beschädigtes Wälzlager enthält. Der diagnostizierte Schaden ist eine Grübchenbildung am inneren Lagerring. Die Wälzkörper passieren diese Schadstelle mit einer Frequenz von $f_p = 76,25$ Hz. Idealerweise kann diese aus der Beschleunigungsmessung identifiziert werden. Es ist das Hüllkurvenspektrum dargestellt, welches mittels einschlägiger Schwingungsanalysesoftware [14] bestimmt wurde. Demgegenüber wird folgendes Vorgehen auf Grundlage von HOS vorgeschlagen. Zunächst wird das Trispektrum $S_{xxxx}(f_1, f_2, f_3)$ in grober Auflösung abgeschätzt. Es zeigt die Frequenzzusammenhänge, die maßgeblich zum vierten Moment und damit besonders hohen Ausschlägen beitragen. In der Folge werden die höchsten Einträge des Trispektrums ausgewählt und statt der Mittelwertsbildung des Filteranwendungs-Schätzers $\hat{S}_{xxxx}(f_1, f_2, f_3) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t, f_1)x(t, f_2)x(t, f_3)x(t, -f_1 - f_2 - f_3) dt$, werden über die Fourier-Transformation $\mathcal{F}\{x(t, f_1)x(t, f_2)x(t, f_3)x(t, -f_1 - f_2 - f_3)\}$ diejenigen Frequenzen bestimmt, die zu den relevanten trispektralen Einträgen beitragen. Im Gegensatz zum ermittelten Hüllkurvenspektrum sind die Passierfrequenz f_p und ihre höheren Ordnungen aus diesen eindeutig ablesbar.

Zusammenfassung

Dieser Beitrag stellt Grundlagen der spektralen Analyse höherer Ordnung (HOS) im praktischen Kontext von Schwingungsanalysen vor. HOS kann als Erweiterungen der klassischen Spektralanalyse (PSD-Analyse) verstanden werden und erlaubt es auch nichtlineare, nicht normalverteilte und instationäre Eigenschaften aus Schwingungsdaten zu abstrahieren. Diese Möglichkeiten werden anhand synthetischer Beispiele veranschaulicht. Dafür werden zunächst die relevanten Schätzverfahren diskutiert und wichtige Merkmale von HOS anhand des Bi- und Trispektrums beschrieben. Aus der Eignung allgemeine Schwingungsprozesse im Frequenzbereich darzustellen, ermöglichen HOS auch interessante praktische Anwendungsfälle. Es wird gezeigt, dass mittels HOS auch für nicht normalverteilte

Lastanregungen Vorhersagen für die Strukturantwort linearer Strukturen getroffen werden können. Außerdem wird ein neuartiges Vorgehen vorgestellt, welches relevante Signaturen von stoßartigen Prozessen mit nur geringem Vorwissen und für kombinierte Frequenzzusammenhänge ermittelt.

Referenzen

- [1] R.H. Peinelt, Analyse und Simulation nicht-Gaußscher Prozesse. Doktorarbeit, Universität Innsbruck, 1992.
- [2] J.W. Dalle Molle, Higher-order Spectral Analysis and the Trispectrum. PhD Thesis, Austin, TX, 1992.
- [3] M.J. Hinich, M.A. Wolinsky, A Test for Aliasing Using Bispectral Analysis, *Journal of the American Statistical Association* 83(402):499–502, 1988.
- [4] C.L. Nikias, A.P. Petropulu, *Higher-Order Spectra Analysis: A Nonlinear Signal Processing Framework*, PTR Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1993.
- [5] C.L. Nikias, J.M. Mendel, Signal Processing with Higher-Order Spectra, *IEEE Signal Processing Magazine*, 1993.
- [6] D.R. Brillinger, An Introduction to Polyspectra, *The Annals of Mathematical Statistics* 36(5):1351–1374, 1965.
- [7] K. Shin, J.K. Hammond, *Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers*, Wiley, Chichester, England, 2008.
- [8] M. Sandsten, *Time-Frequency Analysis of Time-Varying Signals and Non-Stationary Processes*, Lund University, 2018.
- [9] S.R. Winterstein, Nonlinear Vibrations Models for Extremes and Fatigue, *Journal of Engineering Mechanics* 114(10):1772–1790, 1988.
- [10] C. Lalanne, Specification Delevelopment, 2nd ed., ISTE, London, 2009.
- [11] A. Trapp, P. Wolfsteiner, Characterizing non-Gaussian vibration loading using the trispectrum, *Journal of Physics: Conference Series*(1264):119–130, 2019.
- [12] P. Wolfsteiner, A. Trapp, Fatigue life due to non-Gaussian excitation – An analysis of the Fatigue Damage Spectrum using Higher Order Spectra, *International Journal of Fatigue* 127:203–216, 2019.
- [13] C. Lessmeier, J. Kimotho, D. Zimmer, W. Sextro, Condition Monitoring of Bearing Damage in Electromechanical Drive Systems by Using Motor Current Signals of Electric Motors: A Benchmark Data Set for Data-Driven Classification, *European Conference of the Prognostics and Health Management Society*, 2016.
- [14] The MathWorks Inc., Envelope spectrum for machinery diagnosis, Aufruf unter <https://de.mathworks.com/help/signal/ref/envspectrum.html>.

Alternative Darstellung von FRFs und Anwendung in der Rotordynamik

Alternative Representation of FRF and Application in Rotordynamics

Univ. Prof. DI. Dr. **Horst Ecker**, Technische Universität Wien, Österreich

Kurzfassung

Die komplexwertige Übertragungsfunktion (engl. Frequency Response Function – FRF) eines schwingungsfähigen Systems mit einem Freiheitsgrad und die verschiedenen Möglichkeiten der Darstellung und Auswertung sind der Ausgangspunkt für eine Diskussion und Vorstellung von alternativen FRFs. Zuerst werden die inversen Übertragungsfunktionen und, daraus herausgegriffen, die *Dynamische Steifigkeit* behandelt und deren grafische Darstellung näher betrachtet. Es zeigt sich dabei, dass diese Frequenzgangfunktion sehr günstige Eigenschaften aufweist, um aus wenigen bzw. unvollständigen Messergebnissen an schwach gedämpften Strukturen z.B. die Resonanzfrequenz sehr genau zu bestimmen. Im Weiteren werden darüber hinausgehende alternative FRF aus der Literatur diskutiert, welche sich besonders für die Systemidentifikation von Rotor systemen eignen. Den Abschluss bildet eine kurze Vorstellung von Ergebnissen zur Bestimmung der biegekritischen Drehzahlen an einem Rotorprüfstand. Dabei wird gezeigt, dass sich die alternativen FRFs als durchaus robust gegenüber Imperfektionen erweisen und in der praktischen Anwendung gute Ergebnisse liefern konnten.

Abstract

The complex Frequency Transfer Function (FRF) of a single-degree-of-freedom system and the various possibilities of representation and evaluation are the starting point for a discussion and presentation of alternative FRFs. First, the inverse transfer functions and especially the dynamic stiffness are introduced and the graphical representation is considered in more detail. It is shown that this frequency response function has very favorable properties in order to analyze weakly damped structures based on few or incomplete measurement results, e.g. to determine the resonance frequency very accurately. Next, additional alternative FRFs from the literature are discussed, which are particularly suitable for the system identification of rotor systems. The contribution ends with a short presentation of results for the determination of the critical speeds of a rotor test rig. It is shown that the alternative FRFs prove to be quite robust against system imperfections and can provide good results in a practical application.

1. Einleitung und Begriffsdefinitionen

Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der Analyse und der Darstellung von Schwingungen mechanischer Systeme mit der Einschränkung auf lineare, zeitinvariante Systeme. Insbesondere im zusätzlich einschränkenden Fall von Systemen mit einem Freiheitsgrad findet man in jedem Lehrbuch der Technischen Dynamik eine ausführliche Darstellung der Beschreibung und der Eigenschaften solcher Systeme. Und auch im Normungswesen haben diese, oft auch mit der Abkürzung EFG-System (engl. SDOF – Single Degree Of Freedom) beschriebenen, elementaren Systeme Berücksichtigung gefunden. Die Deutsche Norm DIN 1311-2:2002-08 [1] behandelt ausführlich lineare, zeitinvariante EFG-Systeme, insbesondere hinsichtlich der Übertragungseigenschaften solcher Systeme. Auf internationaler Ebene wäre als Pendant die ISO 20141:2018(en) [2] zu nennen, welche sich, etwas weniger ausführlich, dem Hauptthema der DIN 1311-2 (EFG-Systeme) widmet. Und auch vonseiten des VDI wurde die relativ neue VDI-Richtlinie 4550, Blatt 1 herausgegeben, welche den gegenwärtigen Stand der Analyseverfahren und Darstellungsmethoden angibt und dabei in mehrrelii Hinsicht über die DIN 1311 hinausgeht bzw. diese erweitert.

Angesichts der umfangreichen Literatur auf einem elementaren und etablierten Fachgebiet mag es überraschen, dass es immer noch über neue oder zumindest wiederentdeckte Verfahren und deren Anwendung zu berichten gibt. Im konkreten Fall handelt sich bei dieser „Wiederentdeckung“ um ungewöhnliche Arten der Darstellung von Übertragungsfunktionen schwingungsfähiger Systeme. Um die Einordnung dieser alternativen Darstellungen zu erleichtern, und um den Bezug zu den etablierten Verfahren aufzuzeigen, werden im folgenden Kapitel kurz die Bedeutung der Übertragungsfunktion und ihre Darstellung am Beispiel des EFG-Schwingers besprochen. Anschließend werden alternativen Möglichkeiten vorgestellt und erläutert, sowie eine Problemstellung gezeigt, bei welcher sich eine alternative Übertragungsfunktion vorteilhaft einsetzen lässt.

2. Übertragungsfunktionen

Für die folgenden Betrachtungen wird ein lineares, zeitinvariantes, schwingungsfähiges mechanisches System mit einem Freiheitsgrad angenommen. Die Beschreibung des Systems soll durch die bekannte gewöhnliche, lineare Differentialgleichung 2. Ordnung

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = p(t) \quad \text{Glg. (1)}$$

erfolgen, wobei die Zustandsgröße x die Auslenkung und \dot{x} die Geschwindigkeit beschreiben. Mit $p(t)$ ist die zeitabhängige Erregerkraft angegeben und die weiteren Parameter m, d

und k beschreiben Masse, Dämpfung und Steifigkeit des EFG-Systems. Die Zusammenhänge zwischen der Schwingungserregung $p(t)$ und den erzwungenen Schwingungen $x(t)$, $\dot{x}(t)$ und $\ddot{x}(t)$ werden durch die Übertragungseigenschaften des Systems festgelegt. Dies kann im Zeitbereich und im Frequenzbereich erfolgen. Im Frequenzbereich führt dies auf die (komplexe) Übertragungsfunktion bzw. davon abgeleitet die beiden reellen Funktionen Amplituden- und Phasen(frequenz)gang.

Die Übertragungsfunktion $H_{\text{Ausgang}, \text{Eingang}}(i\Omega)$ ist definiert als der Quotient des Fourier-Spektrums der Schwingungsantwort zum Fourier-Spektrum der deterministischen Erregung. Je nach Eingangs- und Ausgangsgröße ergeben sich verschiedene Übertragungsfunktionen. Je nach Art der Darstellung können diese sehr verschiedene Gestalt annehmen und sich für unterschiedliche Anwendungen eignen.

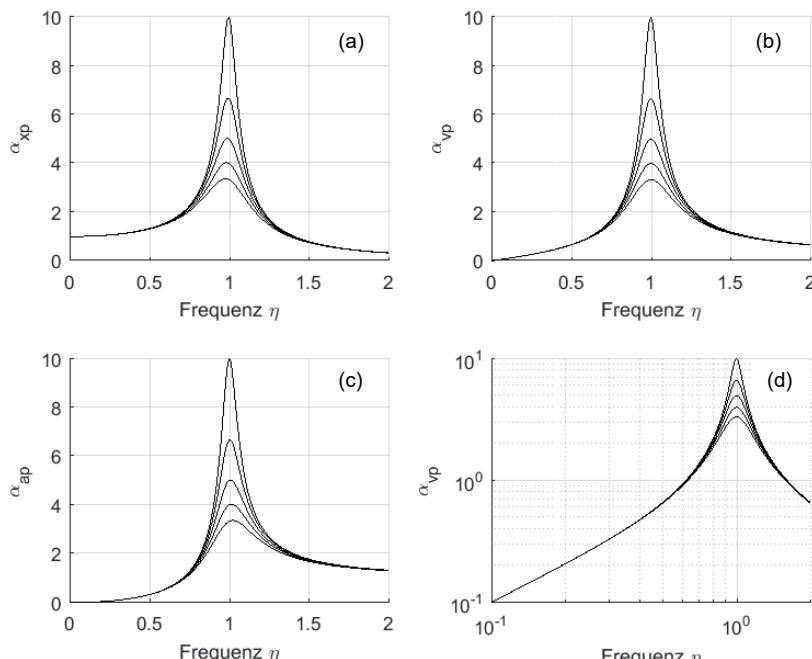


Bild 1: (a) Kraft-Weg-Amplitudenfrequenzgang $\alpha_{xp}(\eta)$, (b) Kraft-Geschwindigkeit-Amplitudenfrequenzgang $\alpha_{vp}(\eta)$ (lineare Darstellung), (c) Kraft-Beschleunigung-Amplitudenfrequenzgang $\alpha_{ap}(\eta)$, (d) Kraft-Geschwindigkeit-Amplitudenfrequenzgang $\alpha_{vp}(\eta)$ (logarithmische Darstellung).

In den Abbildungen 1(a-d) sind drei häufig verwendete Amplitudenzwangsübergänge des EFG-Systems Glg.(1) gezeigt. Die Bezeichnungen und verwendeten Symbole orientieren sich an [1]. Der Kürze wegen wird das dimensionslose Frequenzverhältnis $\eta = \Omega / \omega_0$ von Erregerkreisfrequenz Ω und Eigenkreisfrequenz ω_0 verwendet. Auf eine formelmäßige Darstellung der Frequenzgangfunktionen wird verzichtet und auf [1] verwiesen. Die Darstellung des Kraft-Geschwindigkeits-Frequenzgangs mit linearen Achsen, Bild 1(b), und in doppelt-logarithmischer Darstellung, Bild 1(d), soll zeigen, dass sich schon alleine durch die Wahl unterschiedlicher Diagrammachsen bestimmte dynamische Eigenschaften besser erkennen und vergleichen lassen. So werden linear-logarithmische oder doppelt-logarithmische Darstellungen u.a. für Frequenzgänge von Schwingungsaufnehmern oder für elektrodynamischen Wandler häufig verwendet.

3. Alternative Frequenzgangdarstellungen

Die in Bild 1(a-d) gezeigten Amplitudenzwangsübergänge, ergänzt um die jeweiligen Phasendiagramme, hat schon H.W.Bode in den 1930er Jahren zur Darstellung der kompletten Information der Übertragungsfunktion propagiert und sie werden deshalb auch „Bode-Diagramme“ bezeichnet. Eine alternative Darstellung ist die Darstellung von $H(i\Omega)$ in der komplexen Zahlenebene (Ortskurve), welche nach H. Nyquist als „Nyquist-Diagramm“ bezeichnet wird. Während das Bode-Diagramm besonders Resonanzen und den Einfluss der Dämpfung sehr gut visualisiert, ist das Nyquist-Diagramm besser für die Beurteilung des Stabilitätsverhaltens, insbesondere von geregelten Systemen, geeignet. Je nach Ziel einer Auswertung kann es auch vorteilhaft sein, die Skalierung der Diagrammachsen anzupassen, siehe die Anmerkungen zu Bild 1(b) und (d).

Weil die Auswertung von gemessenen Funktionen wesentlich einfacher und zuverlässiger gelingt, wenn es sich um (annähernd) lineare Zusammenhänge handelt, hat R.W.Southwell ebenfalls schon in den 1930er Jahren bei der Auswertung von Knicklast-Versuchen eine spezielle Darstellung gewählt, die als „Southwell Plot“ Eingang in die einschlägige Literatur gefunden hat [4]. Durch diese Arbeit angeregt haben L.N.Virgin et. al. in [5] und weiteren Veröffentlichungen die Idee des Southwell-Plots auf ein Identifikationsproblem in der Rotordynamik übertragen. Das Studium dieser Arbeiten hat seinerseits den Autor dazu angeregt, sich mit den inversen Übertragungsfunktionen $H^{-1}(i\Omega)$ näher zu beschäftigen und insbesondere diese auch graphisch darzustellen. Es hat sich nämlich herausgestellt, dass

grafischen Darstellungen von $H^{-1}(i\Omega)$ nicht gebräuchlich sind und daher so gut wie nirgends in der Literatur aufscheinen, obwohl sich dabei interessante Möglichkeiten eröffnen.

Aus Platzgründen wird in Bild 2 nur der Amplitudenfrequenzgang der inversen Übertragungsfunktion $|H_{xp}^{-1}(i\Omega)| = |K(i\Omega)|$ gezeigt. In [1] wird dafür auch die Bezeichnung „Dynamische Steifigkeit“ verwendet. Für den Fall von verschwindender Lehr'scher Dämpfung $\vartheta = 0$ hat der Funktionsverlauf eine Nullstelle bei der Resonanz, statt eines Poles wie die „Rezeptanz (dynamische Nachgiebigkeit)“ $|H_{xp}(i\Omega)|$. Dies macht diese Funktion numerisch und darstellungsmäßig wesentlich handlicher, weil keine hohen Funktionswerte und im ungünstigsten Fall kein numerischer Überlauf entstehen können, siehe Abb. 2(a). Für den oben angesprochenen Fall der verschwindenden Dämpfung $D = \vartheta = 0$ vereinfacht sich der Amplitudenfrequenzgang der dynamische Steifigkeit von

$$|K| = \sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2} \quad \text{zu} \quad |K_{\vartheta=0}| = (1-\eta^2) \quad \text{Glg. (2.a,b)}$$

Nun ist auf einen Blick zu erkennen, wie das Ziel einer linearen Darstellung erreicht werden kann: es muss nur die Darstellung über η^2 erfolgen, statt wie üblich über η . Das Bild 2(b) zeigt eine grafische Darstellung für den Wertebereich $\vartheta = [0 : 0.05 : 0.15]$. Klarerweise ist für $\vartheta = 0$ der Graph eine Gerade mit der Steigung -1. Außerdem ist diese Gerade auch eine Tangente für die Funktionen mit $\vartheta \neq 0$ im gemeinsamen Punkt in $\eta = \eta^2 = 0$. Eine Anwendung dieser nützlichen, alternativen Amplitudengangdarstellung wird in den folgenden Abschnitten gezeigt.

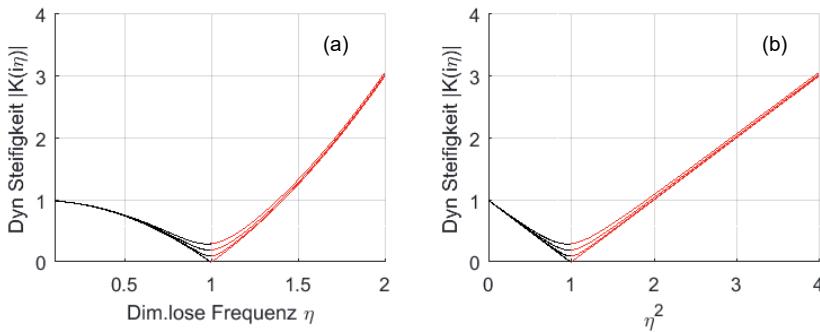


Bild 2: Amplitudenverlauf der inversen Übertragungsfunktion $|H_{xp}^{-1}(i\eta)| = |K(i\eta)|$. Dämpfung $\vartheta = [0 : 0.05 : 0.15]$ (a) als Funktion von η . (b) als Funktion von η^2 .

4. Problemstellung Systemidentifikation

Eine sehr häufige Anwendung von *gemessenen* Übertragungsfunktionen besteht darin, aus den Verläufen die Systemeigenschaften bzw. -parameter zu identifizieren. Es ist ja anhand von Bild 1 offensichtlich, dass sich ein gemessener Amplitudengang sehr gut eignet, eine Resonanzfrequenz des Systems zu identifizieren. Und tatsächlich werden elaborierte Verfahren im Rahmen der experimentellen Modalanalyse eingesetzt, um aus einer Vielzahl von gemessenen FRFs die modalen Parameter einer Struktur zu identifizieren. Dies gelingt auch i.d.R., vorausgesetzt die Dämpfung ist nicht zu hoch und es sind Messungen im gesamten interessierenden Frequenzbereich möglich.

Die zuverlässige Identifikation einer Resonanzfrequenz stößt jedoch auf erhebliche Probleme, wenn nur unterkritischer Betrieb möglich ist, also die Resonanzfrequenz nicht erreicht, oder nicht überschritten werden kann. Solche Fälle sind durchaus relevant, zum Beispiel wenn bei neuen Anlagen im ersten Probetrieb die Dämpfung nicht ausreicht, um ein gefahrloses Durchfahren der Resonanz zu gewährleisten. Oder wenn bei der Realisierung eines Rotorsystems die vorausberechnete Resonanzdrehzahl nicht genau genug getroffen wurde und der angestrebte überkritische Betrieb nicht möglich ist. In diesen Fällen muss die Systemidentifikation auf der Basis von Messdaten ausschließlich im unterkritischen Betrieb erfolgen und es kann diese Aufgabe durch die Verwendung einer alternativen FRF, wie oben gezeigt, erledigt werden.

5. Theoretisches Beispiel zur Anwendung einer alternativen FRF

Anhand eines theoretischen Beispiels soll die oben skizzierte Möglichkeit der Systemidentifikation untersucht werden. Ausgangspunkt sind die fiktiven Messungen der Auslenkungen an einem EFG-System sein. Dazu wird angenommen, dass nur zwei Messwerte verfügbar sind, aufgenommen bei 50% und bei 80% der Resonanzfrequenz. Zusätzlich kann in einem solchen Fall stets davon ausgegangen werden, dass die statische Steifigkeit, also die dynamische Steifigkeit $|K(0)|$ bei $\eta = \eta^2 = 0$ gemessen werden kann. Die Lehr'sche Dämpfung $\vartheta = [0 : 0.05 : 0.20]$ wird als Scharparameter variiert, wobei der höchste Wert von 20% nur exemplarisch dargestellt ist. In der Praxis sind alle Systemparameter mit Unsicherheiten behaftet und Messwerte unterliegen auch Streuungen. Daher werden Mittelungen und Bereichsgrenzen zur Anwendung kommen. Durch Transformation in eine dimensionslose Darstellung, sowie durch eine lineare Regression der Messpunkte kann dann eine bestmögliche Schätzung für die tatsächliche Resonanzfrequenz erfolgen.

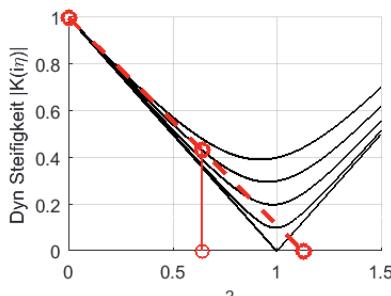


Bild 3: Auswertung für $D = 9 = 0,15$ und $\eta = 0,8$. Ergebnis: $\eta_{cr}^2 = 1,13$, $\eta_{cr} = 1,06$.

Tabelle 1: Abweichung bei der Schätzung der Resonanzfrequenz in Prozent des wahren Wertes der ungedämpften Eigenkreisfrequenz.

$D \setminus \eta$	0,5	0,8
0,0	0,00%	0,00%
0,5	0,33%	0,69%
0,10	1,35%	2,76%
0,15	3,11%	6,21%
0,20	5,69%	11,12%

Bild 3 zeigt exemplarisch eine Auswertung mittels Geradenfunktion und es ergibt sich die Resonanzfrequenz $\eta_{cr}^2 = 1,13$ im Schnittpunkt der Ausgleichsgeraden mit der x-Achse. Im vorliegenden akademischen Beispiel beträgt die Abweichung zur ungedämpften Eigenkreisfrequenz daher 6,21%, siehe auch Tabelle 1. Die Differenz zwischen gedämpfter und ungedämpfter Eigenkreisfrequenz ist hier nicht eingerechnet und wächst mit zunehmendem Dämpfungsgrad an, siehe Bild 3. Generell wird hier zwar von idealisierten Verhältnissen ausgegangen, aber die Vorteile dieser Auswertemethode, wie z.B. dass auch Messungen im weit unterkritischen Bereich verwertbar sind, sind augenfällig.

6. Anwendung in der Rotordynamik

Die im vorangegangenen Kapitel gezeigte Analyse ist eine Verallgemeinerung der ursprünglichen Idee von Virgin, Knight und Plaut [5]. Die Autoren widmen sich in dieser und weiteren Arbeiten dem Thema der Identifikation der ersten biegekritischen Drehzahl eines Rotors durch Messungen ausschließlich im unterkritischen Drehzahlbereich.

Die theoretischen Überlegungen werden anhand der Bewegungsgleichung eines Minimalmodells für ein Rotorsystem mit einer scheibenförmigen Masse und einer elastischen Welle skizziert. Die entsprechende Bewegungsgleichung lautet in komplexer Schreibweise nach Gasch et al [6]

$$\ddot{r} + (d/m)\dot{r} + (k/m)r = \varepsilon \Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} \quad \text{mit } r = x + jy \quad \text{Gl. (3)}$$

Dieses Gleichungssystem beschreibt den bekannten Laval-Rotor und stellt ein elementares Modell in der Rotordynamik dar. Ein wesentlicher Unterschied zu dem oben diskutierten EFG-

System Glg (1) besteht darin, dass die Amplitude des Erregerterms auf der rechten Seite nicht konstant ist, da die Unwuchterregung bekanntermaßen vom Quadrat der Drehzahl abhängt.

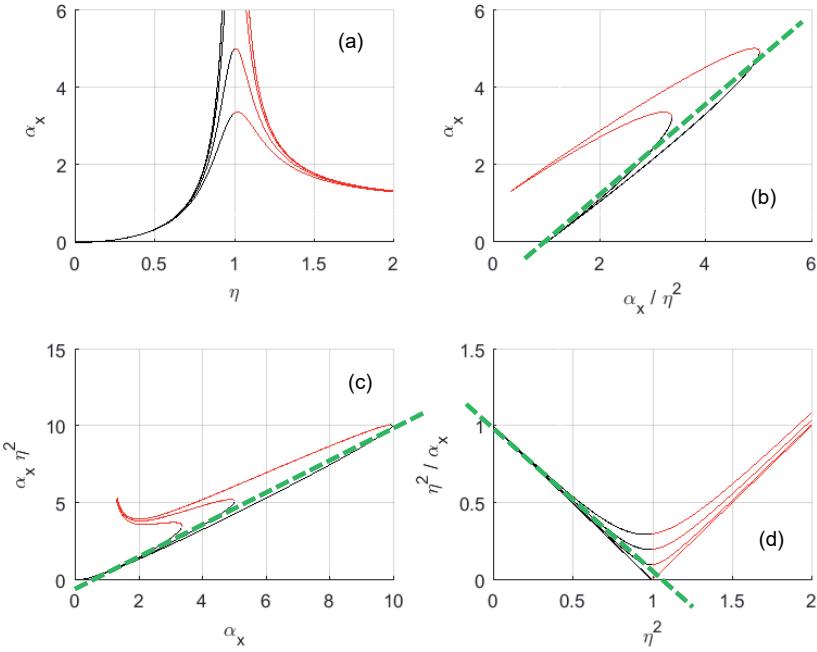


Bild 4: Verschiedene Frequenzgangdarstellungen für einen Laval-Rotor mit dem Scharparameter Lehr'sche Dämpfung $\vartheta = [0 : 0.05 : 0.15]$. (a) Konventioneller Amplitudenfrequenzgang des Ausschlages. (b,c,d) Alternative FRF nach [5] mit Einzeichnung der Auswerte-funktion zur Bestimmung von η_{cr} .

In Bild 4(a) ist der geläufige Amplitudenfrequenzgang $\alpha_x(\eta)$ der Auslenkung für ein generisches Rotor-System gezeigt. Charakteristisch daran ist, dass der Verlauf stets im Ursprung beginnt und sich nach dem Passieren der Resonanz einer horizontalen Asymptote mit dem Abstand der Unwuchtexzentrizität annähert. Die drei anderen Diagramme 4(b-d) zeigen die in [5] vorgeschlagenen alternativen Darstellungsmöglichkeiten zur Identifikation der Resonanzfrequenz. In Bild 4(b) ist α_x über (α_x / η^2) aufgetragen. Die Eigenkreisfrequenz ergibt sich hier aus der Steigung $s = \Delta y / \Delta x = \Delta \alpha_x / \Delta (\alpha_x / \eta^2) = \eta_{cr}^2$ der Geraden durch die Messpunkte. In Bild 4(c) ist $(\alpha_x \eta^2)$ über α_x aufgetragen; und es ergibt sich η_{cr} wieder aus einer Steigung des Funktionsverlaufs im unterkritischen Bereich. Schließlich zeigt Bild 4(d)

den Verlauf von (η^2 / α_s) über η^2 . Wie schon in Abschnitt 5 gezeigt, kann mittels einer Ausgleichsgerade durch die Messpunkte ein Schnittpunkt mit der x-Achse und damit η_{cr} bestimmt werden. In [5] wird darüberhinausgehend vorgeschlagen, eine quadratischen Extrapolation der Messpunkte zu benutzen. Für Details und die versuchstechnische Verifikation der Methoden wird auf [5] und andere Artikel der Autoren verwiesen. Zusammenfassend kommen die Autoren zu dem Ergebnis, dass sich alle drei Darstellungsformen zur Eigenfrequenz-Identifikation eignen und gute Ergebnisse liefern.

7. Experimente mit einem Vertikal-Rotor

Abschließend wird noch auf eigene Messungen samt Auswertungen an einem Versuchsrotor eingegangen. An einem Prüfstand an der TU-Wien mit einem Vertikalrotor wurden von J.Kogler [6] Experimente zur Systemidentifikation nach den oben vorgestellten Methoden durchgeführt. Wegen der etwas ungewöhnlichen Lagerung des Einscheiben-Läufers in vier Wälzlagern liegen die erste und die zweite biegekritische Drehzahl relativ nahe beieinander. Als realer Versuchsrotor sind natürlich keine idealen Verhältnisse gegeben und weist der Rotor Imperfektionen (Wellenverkrümmung, Lagerfluchtungsfehler, etc.) und Nichtlinearitäten auf, welche in den obigen theoretischen Betrachtungen nicht beachtet wurden. Außerdem war es möglich, auch die zweite biegekritische Resonanzdrehzahl zu passieren und dadurch über Messungen bei unterkritischen Drehzahlen *der jeweiligen Biegekritischen* die oben beschriebenen Analysemethoden anzuwenden und zu verifizieren.

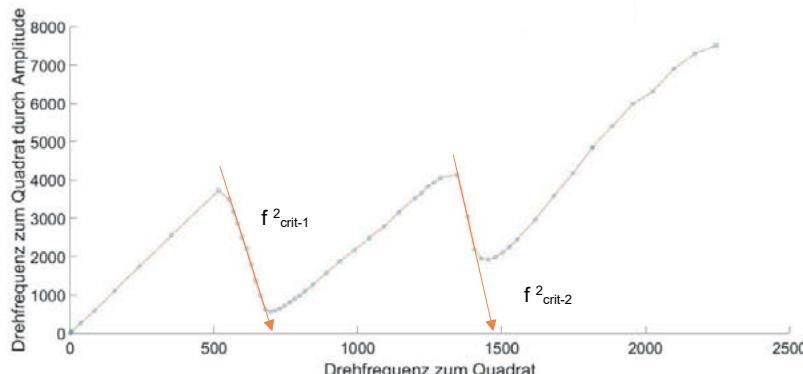


Bild 5: Alternative Frequenzgangdarstellung von Messungen [6] an einem Vertikal-Rotor. Bestimmung der ersten und der zweiten biegekritischen Drehfrequenz (Hz) nach der Methode [5] wie in Bild 4(d) gezeigt.

Die Abbildung 5 zeigt eine der in [6] erarbeiteten alternative Frequenzgangdarstellungen, basierend auf den gemessenen Daten. Wie schon in den vorangegangenen Abschnitten gezeigt, wird bei der Darstellung von (f^2 / A) über f^2 die Resonanzdrehfrequenz f_{crit} als Schnittpunkt einer Ausgleichsgeraden durch die Messpunkte mit der x-Achse bestimmt. In Abb.5 ist gut zu erkennen, dass auch an diesem realen und imperfekten Rotor die benötigten Messpunkte einen nahezu linearen Verlauf aufweisen, und sich daher auch eine Ausgleichsgerade zur Auswertung gut eignet. Anders als in den weiter oben erzielten theoretischen Ergebnissen war es jedoch notwendig, doch eher knapp an die Resonanz heranzufahren, um gute Ergebnisse zu erzielen. So war es z.B. bei der ersten biegekritischen Drehzahl notwendig, einen Messpunkt bei etwa $0.9\Omega_{crit-1}$ zu verwenden, um einen Fehler kleiner als 2% zu erreichen. Für die zweite Biegekritische war eine noch stärkere Annäherung erforderlich, wenn man den Fehler sehr gering halten wollte. In Summe haben sich aber, wie schon in [5] festgestellt, alle drei alternativen Funktionsdarstellungen je nach Situation als mehr oder weniger günstig bewährt. Erfreulicherweise hat sich die Anwendung der alternativen FRFs auch als relativ robuste Methode herausgestellt, welche trotz der verschiedenen aber realitätsnahen Imperfektionen des hier verwendeten Rotorprüfstandes (im Vergleich zu [5]) sehr gute Ergebnisse liefern konnte [8].

Literatur

- [1] DIN 1311-2:2002-08 Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad.
- [2] ISO 20141:2018(en) Mechanical vibration, shock and condition monitoring – Vocabulary
- [3] VDI 4550 Blatt 1, Schwingungsanalysen – Verfahren und Darstellung der Ergebnisse, Begriffe und grundlegende Verfahren.
- [4] Southwell,R.V.: On the Analysis of Experimental Observations in Problems of Elastic Stability. Proc.R.Soc.London, Ser.A, 135(828).
- [5] Virgin L.N., Knight J.D., Plaut R.H., A New Method for Predicting Critical Speeds in Rotordynamics J.Engin.Gas Turbines and Power, Feb. 2016 Vol. 138.
- [6] Gasch R., Nordmann R., Pfützner H., Rotordynamik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1975.
- [7] Kogler, J.: Experimentelle dynamische Untersuchungen an einem Vertikal-Rotor-Prüfstand. Diplomarbeit TU-Wien, 2017.
- [8] Ecker, H., Kogler, J.: First critical speed determination of a rotor via low-speed measurements. GAMM 2019, Feb. 2019, Vienna, Austria.

FE Model Updating – Latest Possibilities and Challenges

B.Eng. **Daniel J. Alarcón**, Prof. Dr. **Peter Blaschke**,
Technische Hochschule Wildau

Abstract

The Finite Element Method (FEM) is nowadays an integral part of engineering problem solving, applied in an almost endless range of engineering fields. Validating of these mathematical models by correlating them with experimental vibration data is necessary to gain confidence in the model robustness.

Engineers devoted to model validation still face challenges in many phases of the process, such as:

- Experimentally reproducing in the test model the boundary conditions set up in the FE model, or vice versa.
- The acquisition of large test models, which requires the full automatization of the modal test acquisition on the studied structure.
- Dynamically exciting the studied structure in a reactionless and non-mass loaded manner.
- The oversimplification of model geometries in exchange for more computationally efficient models, which makes geometrical updating necessary.

An application case on FE model updating validation is shown in this work. The validation cycle has been completed firstly by generating a FE model starting from a 3D optical geometry scan points cloud. Surface FE nodes have been mapped onto the structure and an automated modal test has been performed by means of 3D Scanning Laser Doppler Vibrometry and reactionless hammer excitation. The FE model is consequently correlated with experimental data and updated with genetic iterative methods. This paper makes especial emphasis in the opportunities and pitfalls these techniques currently offer and discusses the application limits of these techniques with the know-how and computational power currently available.

1. Introduction

Our society today is growing increasingly concerned about noise and vibration issues and sound quality. Consumers demand efficient and silent products for their daily lives [1] while regulation authorities constantly demand improvements in environmental noise and CO₂ emissions. Whitegoods, electronic devices and means of transport, to name a few, are subject to these demands. More citizens have moved to metropolitan areas than ever before and in consequence, road vehicles, trains and airplanes have seen a dramatic drop in their noise levels in the previous thirty years.

The decrease of noise levels needs to be compatible with ever-decreasing product development cycle times, higher degree of customization and rising product complexity, no matter in what specific industry. Vibroacoustic issues are concerns to be solved earlier in the development process; not at the prototype phase, but at the design stage [2]. At this stage, the Finite Element Method (FEM) gains a special relevance to study design what-if scenarios in a fast and cost-effective way.

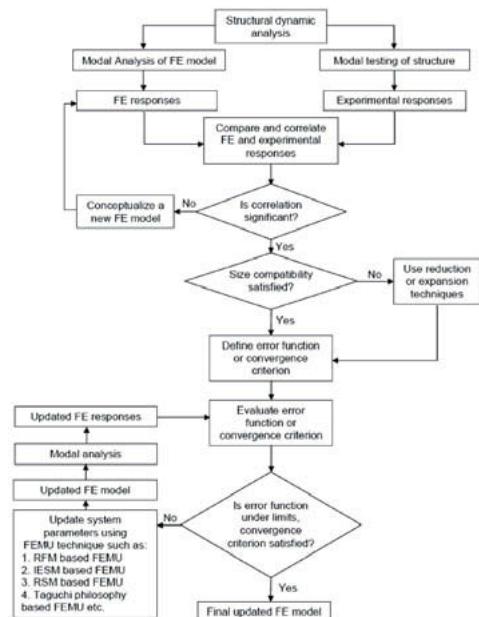


Fig. 1: General algorithm for FE model updating [3].

FE models are mathematical constructs where factors like computing power limitations and assumptions in contact interfaces and boundary conditions dramatically affect the response of the physical problem. Authors generally argue that establishing controls to test the validity of FE models is an essential part of modeling. Dynamic experimental results are needed to check that the numerical simulation correlates to the experimental data in an iterative manner, until the model is finally validated. According to most authors, this iterative procedure is known as FE model updating. The flow chart shown in Fig. 1 describes in a visually simple but rigorous way a general modal updating procedure.

One of the greatest challenges of model updating is adapting the procedure to the goals the project is pursuing and striking the right balance in regards to the required testing time, the available computational power and the degree of precision required in the study.

2. FE Model Generation

The studied structure in this paper is a cast iron plate painted in green color (Fig. 2). It was chosen as it presents a few geometrical features (threads, roundings, etc.), which make just measuring and making a Computer Aided Design (CAD) model of this plate very difficult without the original drawings. It would take a long time to take precise measurements of the rounded edges and corners and the curved edges on the bottom side of the plate to model it in a CAD software package. A quick test also reveals that the front face presents a very slight curvature, which would be extremely difficult to measure and recreate in a CAD model.



Fig. 2: Left – Front side of the tested cast iron plate. Right – Back side of the tested cast iron plate. Some geometry scan adhesive reference points are glued to the plate in the figure.

The validation and optimization of models obtained by optical geometry scanning is already a mature procedure as demonstrated in [4]. In this paper, a FE model of this plate is generated by performing first a full-field 3D surface optical geometry scan of the studied plate by means of the ATOS Core optical 3D scanner (GOM GmbH, Braunschweig, Germany) (Fig. 3). As shown in the figure, the plate presents a white color coating at the time of the scanning, to allow the sensing cameras to absorb the light reflected back from the surface.

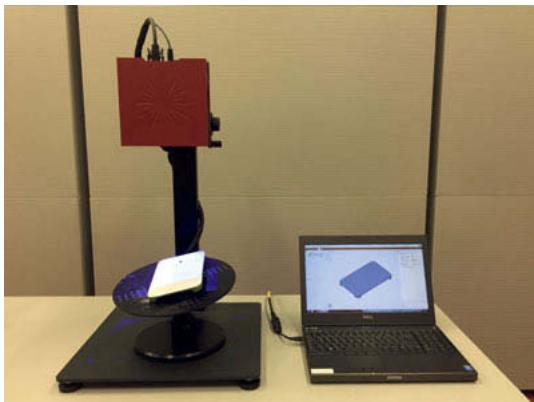


Fig. 3: ATOS Core optical 3D scanner with the studied plate. The plate rests in a small base, which can be freely rotated and inclined, to effortlessly change the angle where each scan is taken from.

Fifteen geometry scans in different angles, on both sides of the plate, are necessary in this case for a proper geometry scan. This scan yields a mesh of about 1.3 million points for this measurement resolution in this specific case (Fig. 4, left). The measurement resolution is dependent on the device used and the lenses it is equipped with. The software package ATOS Professional (GOM mbH, Braunschweig) is used to repair the areas of the plate that could not be properly measured (i.e., areas with low light signal reflectivity). The inner parts of the thread are typical examples of low quality measurement areas that need to be repaired afterwards (Fig. 4, right). Repairing all holes in the model is crucial for a successful surfacing later in the workflow.

The exported STL file is imported into Geomagic Design X (3D Systems, Rock Hill, SC, USA), a specialized software designed to convert 3D scanned geometries into CAD models.

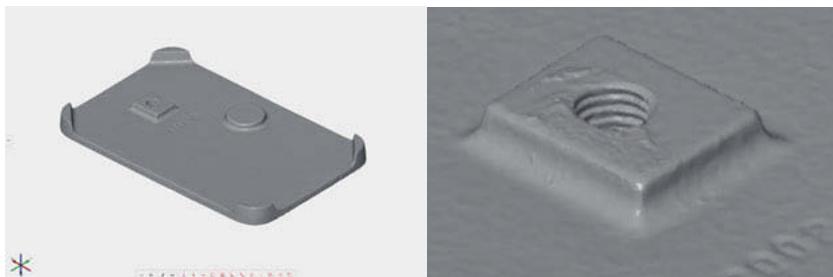


Fig. 4: Left - Points mesh scanned with ATOS Core with its holes and defects repaired.
Right - Detail of the repaired thread.

Curve networks are created in the imported mesh and fits surface patches to the network, which maintain accuracy to the underlying mesh. The challenge is setting the appropriate surfacing parameters – using very coarse capture accuracy and higher tolerance levels results in a coarse surfacing, which leads to the loss of most geometrical features, thus rendering the scanning procedure pointless. Higher accuracy levels and lower tolerances generate very accurate models, but are extremely resource-consuming (even at dedicated powerful workstations) both at the surfacing and especially later during the FE meshing. More detailed surfacing invariably means more FE refinement and a higher computational cost, which can be further penalizing when updating the model with iterative methods. Finding the right compromise between FE model accuracy and moderate processing times is crucial for a successful FE correlation and validation.

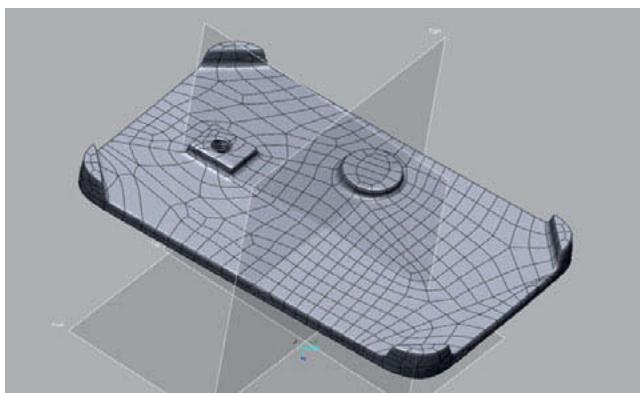


Fig. 5: Surface parasolid model.

Mechanical meshing, auto estimation of patch counting and adaptive fitting method are chosen as options in Auto Surface. Geometry capture accuracy is set to 4 out of 5 and tolerance to 0.1247 (default value). Figure 5 shows the obtained parasolid model.

This parasolid model is subsequently exported in IGES or any other universal solid CAD format and easily imported later into ANSYS Workbench 17 for its FEM simulation. ANSYS will only recognize the imported model as a solid if the surface model has no holes or imperfections on the generated surfaces. The material parameters assigned in this case are the default cast iron material density, Young's modulus and Poisson's ratio existing in the program libraries as a baseline. These parameters are later updated. Material isotropy and homogeneity is assumed throughout the plate. A body sizing of 5 mm with SOLID187 10-node tetrahedral structural solid elements is chosen for the meshing in ANSYS Mechanical (Fig. 6), again as a compromise between accuracy and meshing time. Although aesthetically unpleasant, tetrahedral finite elements provide flexibility in the areas where two surface edges of the solid meet, requiring a moderate meshing time. The model is meshed with 17974 finite elements and 31213 nodes.

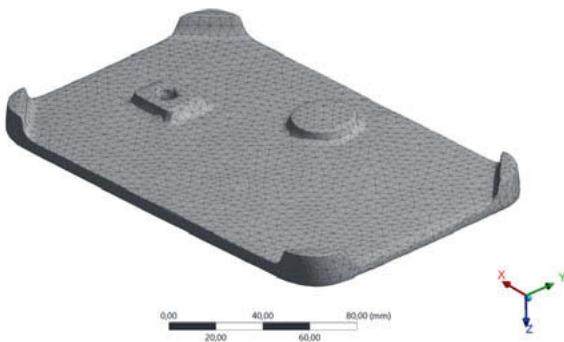


Fig. 6: FE model mesh of the studied plate. Small losses of geometrical features are observed in the thread and some edges.

An undamped, free-free modal analysis simulation is performed with ANSYS Mechanical up to 26 modes (6 rigid body and 20 flexible) by the Block Lanczos extraction method.

A few post-processing operations are needed to prepare the next steps of the correlation work. The mesh, and mass and stiffness matrices are exported in ANSYS Mechanical APDL

as an external model in CDB format. A list of surface nodes with their respective X, Y and Z coordinates is also exported at this stage for its use in the test model acquisition. The front side of the plate (Fig. 2, left) is chosen for convenience in comparison with the back side.

3. Test Model Acquisition

The acquisition of the test model implies performing an exhaustive experimental modal analysis on the studied plate. Massless and reactionless methods are used in order to prevent any kind of mass loading and excessive damping in the structure, which would negatively impact the correlation process and add complexity to the analysis. The plate is suspended in thin elastic ropes to recreate quasi free-free boundary conditions, comparable with those in the FE model. The suspension rig is placed on a soft foam mat.



Fig. 7: Test setup with PSV-500-3D and SAM.

Repeatable impact excitation is provided by the Scalable Automatic Modal Hammer 1, SAM1 in short (Fig. 7) (NV Tech GmbH, Steinheim a.d. Murr, Germany). The advantages of using this excitation technique have been widely discussed in [5] among other works. Vibration response is acquired by means of a 3D Scanning Laser Doppler Vibrometer model PSV-500-3D (Polytec GmbH, Waldbronn, Germany), shown in Fig. 7 as well. Both input and output

signals are acquired and post-processed with the software package PSV 9.2 (Polytec GmbH, Waldbronn, Germany).

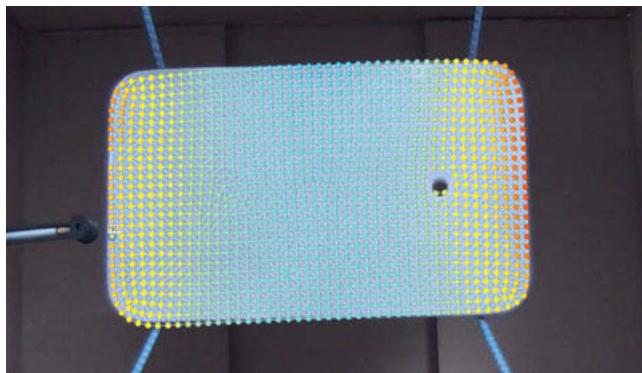


Fig. 8: DOF test mesh, coincident with the surface FE mesh exported in the previous section. Invalid measurement points are interpolated.

A test model mesh of 1151 measurement points (corresponding to 3453 Degrees of Freedom (DOFs)) is generated in PSV using the exported surface nodes from the FE model (Fig. 8). 90 of these points are disabled from the measurement due to poor laser reflectivity, as they lay right at the edge of the plate. A sampling frequency of 25 kHz is used for an effective measurement bandwidth of 10 kHz. 25600 FFT lines are chosen for the time signal discretization, resulting in a measurement time block of 2.56 s long, enough to let the plate resonance to freely decay. With these parameters, the measurement resolution amounts to less than 0.39 Hz. The SAM1 is set to impact with 42 N every 2.6 seconds. High-pass filters are set on the vibrometer signal to filter out the very low frequent rigid body modes caused by the boundary conditions of the test setup. By synchronizing the force excitation provided by the SAM and the response signals acquired by the PSV-500-3D, the modal test is carried out in a fully automatic manner, as described in [6] among other works. This testing method has gained popularity in the recent years, and is increasingly accepted in the industry, as seen in [7]. The downside of this technique is that it becomes extremely time-consuming in cases where a very high number of DOFs is measured. In this case, the experiment time lasts for more than 10 hours. The force impact magnitude was monitored throughout the test and no deviations were encountered.

At the end of the modal test, the Frequency Response Functions (FRFs) measured for all DOFs are exported into a Universal File Format (UFF) dataset. 16 measurement points present poor laser beam reflectivity due to the SAM movement interference with the laser beams, and are automatically eliminated from the export to avoid decreasing the correlation quality. This UFF file is about 2 GB in size. In the authors' experience, this can put a serious strain in lower and medium-end computers.

4. FE Model Correlation

Both FE model and test model are loaded first in FEMtools. Loading the FE model requires both the CDB database file exported earlier and the RST file, where the numerical eigenvector results are contained. On the experimental side, both test model (namely the measurement point coordinates and the connections with each other) and the FRFs are contained in the Universal File Format (UFF) dataset exported earlier from the PSV software.

Pairing both FE and test model into a single coordinate system and reducing the FE mesh are semi-automatized processes assisted by the program. The advantage of the method proposed in this paper renders this procedure trivial, as the surface FE nodes align one to one with the measured points, as shown in Fig. 9.

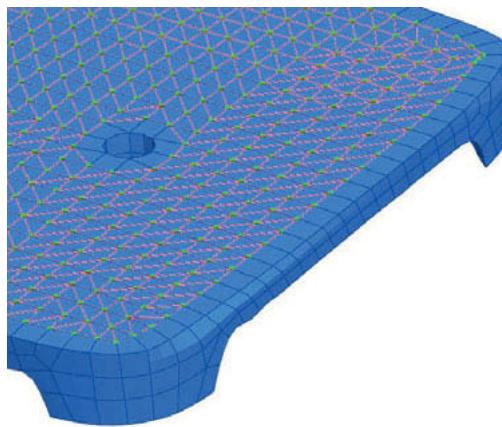


Fig. 9: Detailed view of the pairing between FE mode (in blue) and test model (in red). Paired nodes are depicted in green.

Experimental modal parameters (eigenfrequency, modal damping ratios, mode shapes and modal complexity) are extracted with FEMtools as well, by means of the Modal Parameter Extractor program add-on. A total of 20 experimental modes are extracted from the Complex Mode Indicator Function (CMIF) with the poly-reference Least Squares Complex Frequency-domain (pLSCF) estimator algorithm on a stabilization diagram. Computational power and system memory are key issues at this point, as the pLSCF needs to estimate modal parameters from more than 3000 FRFs at once.

With modal data estimated from FE and test models, a cross-correlation can be established. Firstly, the cross-correlation Modal Assurance Criterion (XMAC) matrix is consulted. The cross-correlation MAC matrix only indicates consistency between models, not the validity of the model [8], but it is readily observed that the degree of correlation between FE and test models is very high, even for higher order modes and in-plane modes such as mode pair 18.

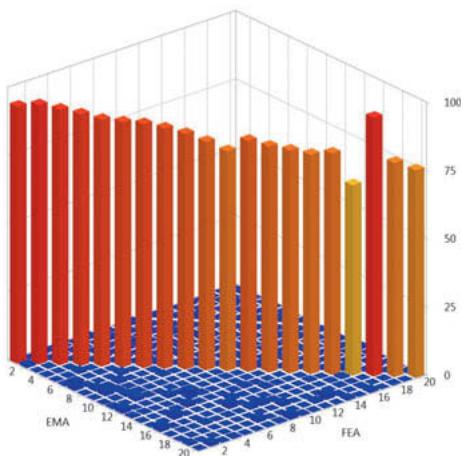


Fig. 10: Cross-correlation XMAC matrix plot between FE and test models.

The precise eigenfrequencies and MAC values are listed in Table 1 for each mode pair. The table shows that all experimental eigenfrequencies consistently deviate between 4-6% with respect to their FEM counterparts. This suggests that the tested plate is actually stiffer than its FE model and thus, the model needs to be updated using the estimated experimental eigenfrequencies and mode shapes as objectives.

Table 1: Comparison between FE and test model eigenfrequencies.

Mode pair Number	FEM EFs (Hz)	Test EFs (Hz)	Absolute diff. (%)	Relative diff. (%)	MAC (%) value
1	607.34	636.61	-29.2	-4.60	94.2
2	619.45	649.63	-30.1	-4.65	95.0
3	1330.8	1398.1	-67.3	-4.82	93.6
4	1573.5	1653.8	-80.3	-4.85	92.2
5	1657.0	1741.6	-84.6	-4.86	90.5
6	1960.7	2064.9	-104.2	-5.05	89.8
7	2423.7	2553.4	-129.7	-5.08	89.4
8	2898.2	3054.0	-155.8	-5.10	88.1
9	3322.5	3491.5	-169.0	-4.84	86.4
10	3881.9	4087.7	-205.8	-5.03	83.8
11	4304.0	4522.3	-218.3	-4.83	80.6
12	4439.6	4661.6	-222.0	-4.76	84.7
13	4463.8	4696.5	-232.7	-4.95	82.8
14	5278.5	5549.8	-271.3	-4.89	81.7
15	5677.1	5956.7	-279.6	-4.69	80.4
16	5933.8	6243.0	-309.2	-4.95	81.1
17	6064.3	6372.3	-308.0	-4.83	69.8
18	6564.4	6984.1	-419.7	-6.01	94.8
19	7200.1	7557.7	-357.6	-4.73	78.5
20	7695.7	8092.4	-396.7	-4.90	76.1

5. FE Model Updating and Validation

A mechanical system oscillates at its natural frequency (or eigenfrequency) ω given by the following fundamental mechanics equation, which relates natural frequency to the structural stiffness k and the structure's mass m . Stiffness is related to the material properties of the studied structure and dependent on the geometry of the structure, while the Young's modulus is purely a material parameter. Therefore, to update this FE model, there are at least two paths the engineer can take to change the global structural stiffness: 1) updating the model geometry or, 2) updating the material parameters. The model geometry is considered already updated given the excellent mode shapes correlation observed in the previous section, and thus, only material parameters are left to be updated in this case. This presents the opportunity of using iterative methods to update the model. If geometrical parameters were to be updated as well; the computational cost of adjusting the parameter values, remeshing and solving the FE model would be too high to use iterative methods effectively.

A variety of methods can be applied to update the material parameters in this model and bring the FE eigenfrequencies closer to the objective eigenfrequencies, those obtained in the modal analysis. Sensitivity-based model updating, gradient-like optimization methods and methods based in evolutionary algorithms are all adequate in this case.

A multi-objective genetic method is applied in this case due to its robustness, very high degree of precision and simplicity of use. Genetic algorithms belong to a larger class of evolutionary algorithms, inspired by Darwin's theory of natural evolution. They are population-based, probabilistic techniques that operate to find a solution to a problem from a population of possible solutions [9]. They use concepts such as inheritance, mutation, selection and crossover. The Multi-objective Genetic Algorithm (MOGA) is a hybrid implementation of a genetic algorithm in ANSYS DesignXplorer, where the solution is firstly approximated with a genetic search and further refined by means of gradient-like approximations until solution convergence is reached [10].

The MOGA is set up with 50 initial samples and 20 samples per iteration and a maximum of 20 iterations. The maximum allowable Pareto percentage and convergence stability percentage are set to 80% and 0.5% respectively, to avoid premature convergence. The algorithm converges after 12 iterations; equivalent to 240 solve runs (Fig. 11), to yield the results in Table 2 and Fig. 12.

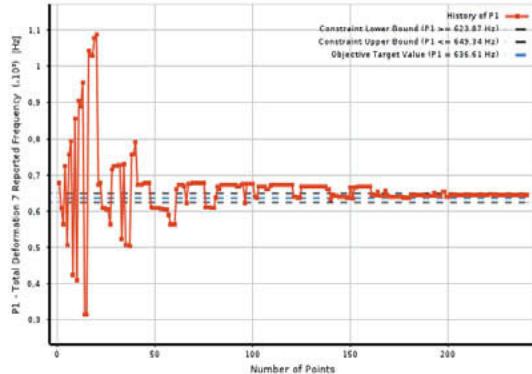


Fig. 11: MOGA convergence history chart for objective eigenfrequency 1.

The MOGA searches in its first iteration the entirety of the design space with a population of design points uniformly distributed throughout the design space. The design points that pre-

sent the best fitness, i.e., their resulting eigenfrequencies are close to the objective eigenfrequencies (indicated with a dashed blue line in Fig. 11); are crossed-over and mutated, and applied on the next iteration. This process is repeated until convergence is achieved by further refining the results.

Table 2: Comparison between FE and test model eigenfrequencies before and after the updating of the material parameters in the FE model.

Pair Nr.	FE EFs (Hz)	FE EFs (Hz)	Test EFs	Diff. (%)	Diff. (%)
	before model updating	after model updating	(Hz) (objectives)	before model updating	after model updating
1	607.34	647.58	636.61	-4.60	1.69
2	619.45	653.54	649.63	-4.65	0.60
3	1330.8	1420.7	1398.1	-4.82	1.59
4	1573.5	1631.1	1653.8	-4.85	-1.39
5	1657.0	1731.6	1741.6	-4.86	-0.58
6	1960.7	2051.3	2064.9	-5.05	-0.66
7	2423.7	2561.6	2553.4	-5.08	0.32
8	2898.2	3063.7	3054.0	-5.10	0.32
9	3322.5	3446.9	3491.5	-4.84	-1.29
10	3881.9	4096.6	4087.7	-5.03	0.22
11	4304.0	4445.7	4522.3	-4.83	-1.72
12	4439.6	4634.7	4661.6	-4.76	-0.58
13	4463.8	4708.3	4696.5	-4.95	0.25
14	5278.5	5483.8	5549.8	-4.89	-1.20
15	5677.1	5927.3	5956.7	-4.69	-0.50
16	5933.8	6187.2	6243.0	-4.95	-0.90
17	6064.3	6373.9	6372.3	-4.83	0.03
18	6564.4	6917.4	6984.1	-6.01	-0.96
19	7200.1	7556.3	7557.7	-4.73	-0.02
20	7695.7	8029.2	8092.4	-4.90	-0.79

By iteratively updating the density and Young's modulus of this FE model, the degree of eigenfrequency correlation between FE and test model increases. Relative differences between eigenfrequencies drop from 5-6% to less than 1% in the majority of paired modes with a standard deviation of 0.9%, as detailed in Table 2 and plotted in Fig. 11. No relevant changes are observed in the MAC values after updating, given that the mode shapes remain as they were before updating the model. The updated material parameters are listed in Table 3.

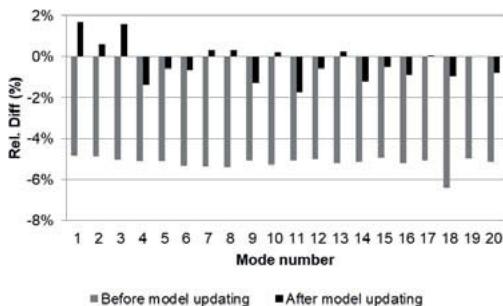


Fig. 12: Bar graph of the relative differences between FE eigenfrequencies and experimental (objective) eigenfrequencies before and after model updating.

Table 3: Baseline and updated material parameters.

Material parameter	Baseline	Updated
Density (kg/m ³)	7200	7202.4
Young's Modulus (GPa)	110	121.05
Poisson's ratio	0.28	0.20547

A greater level of agreement between FE and test models is achieved only by updating the material parameters. The FE model can be considered correlated at the moment, although this study case has not taken into account system damping which is not updated for the sake of brevity.

6. Conclusions and Further Work

A model well correlated with its experimental counterpart can be reliably used in further simulations and added with confidence to larger assemblies in the FE simulation of more complex, real life scenarios. Already in the 1990s a step-by-step validation process was proposed [9], where components are validated individually, if necessary partial subassemblies are later validated and finally the entire assembly is validated.

The FE model generation procedure described in this paper can be useful in cases where dimensional information about the tested part is limited or missing; for example, in reverse engineering applications.

The model updating procedure shown in this paper describes the current developments taking place in the field of model updating in the Laboratory for Machine Dynamics and NVH at the TH Wildau with an academic example. Challenges in this process are manifold when the studied structures are more complex and the material parameters are nonlinear, both in the testing and simulation fields. Non-proportional material damping is one of the issues these innovative materials present, and the authors are currently devoting efforts on the experimental side of this aspect. Model updating of joint, welded or bolted structures is also very challenging, and severely depending on the specific boundary conditions and contact interfaces, which demand higher modeling expertise, more computing power and the adoption of more compromises and trade-offs. The use of multi-objective iterative optimization algorithms becomes in this case imperative to study parametric design spaces effectively.

7. Literature

- [1] Frank, E., Engels, B., Naimipour, B., Rinaldi, G., Consumer's Demand for Better Sound and Vibration Quality, *Sound & Vibration*, December 2015, p. 12, 2015.
- [2] Roesems, D., A New Methodology to Support an Optimized NVH Engineering Process, *Sound & Vibration*, 31(5), pp. 36-45, 1997.
- [3] Sehgal, S., Kumar, D., Structural Dynamic Model Updating Techniques: A State of the Art Review, *Archives of Computational Methods in Engineering*, Vol. 3, p. 525, September 2016.
- [4] Schneider, M., Friebe, H., Galanulis, K., Validation and Optimization of Numerical Simulations by Optical Measurements of Tools and Parts, *Proceedings of the International Deep Drawing Research Group 2008 International Conference*, Olofström, Sweden, 2008.
- [5] Blaschke, P., Schneider, S., Kamenzky, R., Alarcón, D.J., Non-Linearity Identification of Composite Materials by Scalable Impact Modal Testing, *Wee Sit, E. et al. (eds.), Sensors and Instrumentation*, Vol. 5, *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, DOI 10.1007/978-3-319-54987-3_2, Garden Grove, CA, USA, 2017.
- [6] Blaschke, P., Mallareddy, T.T., Alarcón, D.J. Application of a Scalable Automatic Modal Hammer and a 3D Scanning Laser Doppler Vibrometer on Turbine Blades, *VDI-Berichte 2259*, 4. *VDI-Fachtagung "Schwingungsanalyse und Identifikation"*, pp. 85-96, ISBN 978-3-18-092259-1, Fulda, Germany, 2016.
- [7] Schedlinski, C., Schell, J., Biegler, E., Sauer, J. Application of Optical Measurement Techniques for Experimental Modal Analyses of Lightweight Structures, *Proceedings of the International Seminar in Modal Analysis (ISMA) 2016. Modal Testing: Methods and Case Studies*, Leuven, Belgium, 2016.
- [8] Allemand, R.J. The Modal Assurance Criterion – Thirty Years of Use and Abuse, *Sound & Vibration*, pp. 14-21, August 2003.
- [9] Marwala, T., *Finite Element Model Updating Using Computation Intelligence Techniques*, London: Springer-Verlag London Ltd., 2010.
- [10] ANSYS, Inc., "ANSYS DesignXplorer User's Guide," [Online]. Available: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/wb_dx/dxBEMtemp11.html. [Accessed 4 April 2019].
- [11] Blaschke, P., Ewins, D.J. Vibro-Acoustic Model for the Noise Reduction of a Car Alternator, *Proceedings of the XV International Modal Analysis Conference*, pp. 1356-1362, Dearborn, MI, USA, 1992.

Optimierung von Simulation durch inverse Parameteridentifikation mit Hilfe von Digitaler Bildkorrelation (DIC) und Schwingungsanalyse

Dipl.-Ing. **Gunter Sanow**, Dipl.-Ing. (FH) **Theodor Möller**,
Dipl.-Ing. **Daniel Maraite**, GOM GmbH, Braunschweig

Kurzfassung

Digitale Bildkorrelation (DIC) ist ein berührungsloses Verfahren zur simultanen Erfassung der absoluten Koordinaten und Verschiebungen beliebig vieler 3D Punkte. Dieses Messverfahren findet vor allem bei der Bestimmung von Materialparametern und in Bauteiltests (z.B. Crash) Anwendung. Daneben bietet die DIC aber auch im Bereich der Schwingungsanalyse großes Potential. Durch die simultane Erfassung vollflächiger 3D Strukturen und die Vermeidung des Einbringens zusätzlichen Gewichts auf das Bauteil ist sie besonders zur Erfassung von Betriebsschwingformen unter instationärer Belastung wie Impact oder Rauschen geeignet. Zusätzlich können die mechanischen Randbedingungen analysiert werden.

Diese Möglichkeiten werden am konkreten Anwendungsbeispiel eines faserverstärkten Spritzgussbauteils demonstriert. Dabei wird der gesamte Workflow der inversen Parameteridentifizierung gezeigt, indem die Simulation der Eigenschwingformen durch Anpassung von Materialparametern und Randbedingungen an die Ergebnisse der Schwingungsanalyse von DIC Messergebnissen eines Hammerschlagversuches angepasst wird.

1. Einführung und Hintergrund

Umgebungsbedingungen wie Temperatur, Luftfeuchte oder UV-Einstrahlung beeinflussen bei Kunststoffbauteilen die Materialparameter. Diese Änderungen sind daher von großem Interesse, um das Betriebsverhalten von Bauteilen korrekt modellieren zu können. Die entsprechenden Materialparameter werden in der Regel aus Versuchen mit Materialzugproben abgeleitet, die gezielt gealtert wurden. Diese zusätzlichen Arbeitsschritte sind sowohl material- als auch zeitintensiv und spiegeln die tatsächlichen Materialparameter des eingesetzten Bauteils nicht vollständig wieder. Unbekannte Werkstoffkenngrößen lassen sich über dynamische Verschiebungsantwortspektren bestimmen [1, 2]. Auch die Kennwerte komplexer Bauteile lassen sich über diesen Ansatz bestimmen [2]. Der Vorteil der inversen Parameterbestimmung ist, dass die Materialparameter zerstörungsfrei direkt am realen Bauteil

bestimmt werden können [1 bis 3]. Allerdings sind komplexe Algorithmen notwendig um die Werkstoffkennwerte aus den Messdaten abzuleiten.

In diesem Paper wird die Anwendung eines DIC-Verfahrens vorgestellt, mit dem es möglich ist die Eigenschwingformen eines Spritzgussbauteils zu erfassen und dessen Daten genutzt werden um über die Optimierung des Simulationsmodells die Materialparameter invers zu bestimmen.

2. Methoden und Messtechnik

Die DIC ist ein berührungsloses, optisches Messverfahren mit dem vollflächig 3D-Koordinaten eines Messobjekts aus Bilddaten erfasst werden können [4 bis 6]. Dazu werden auf der Bauteiloberfläche entweder Messpunkte oder ein vollflächiges stochastisches Muster aufgebracht, die sich unter Belastung des Bauteils verschieben bzw. verzerren. Diese Änderungen der Messpunkte bzw. des stochastischen Musters werden mit Hilfe eines Stereokamerasystems erfasst und mit einer entsprechenden Korrelationssoftware ausgewertet. Somit werden neben der dreidimensionalen Form des Bauteils auch lokale Deformationseffekte an der Bauteiloberfläche erfasst.

Durch Verbesserungen in der Kameratechnik wurden in den letzten Jahren viele Hindernisse, wie beispielsweise die beschränkte Messrate oder Messdauer, bei der DIC reduziert, die den Einsatz des Messverfahrens in der Schwingungsanalyse möglich machen [7]. Im Vergleich mit herkömmlichen Messverfahren, die bei der Schwingungsanalyse zum Einsatz kommen, entfällt bei der DIC das aufwendige Aufbringen von Beschleunigungsaufnehmern bzw. das präzise Ausrichten von Laser-Doppler-Vibrometern. Das Aufbringen des stochastischen Musters auf die Bauteiloberfläche erhöht die Bauteilmasse nur in sehr geringem Maße, ermöglicht aber die simultane Erfassung beliebig vieler, homologer Punkte. Dabei sind sowohl Bewegungen in der Bauteilebene als auch aus der Bauteilebene hinaus erfassbar. Die DIC eignet sich daher besonders für die Erfassung instationäre Zustände wie sie bei Impact- oder Rausch-Anregungen auftreten.

3. Simulation

Als Versuchsstoff für die Schwingungsanalyse und die inverse Parameteridentifizierung dient ein Spritzgussbauteil. Es handelt sich um ein Kunststoff-Spritzgussbauteil aus PA 6 (siehe Tabelle 1).

In einem ersten Schritt werden die ersten 13 Moden des Bauteils in der FEM-Software ANSYS (Version 19.1 – Stand 2019) simuliert. Dabei werden die Standard-Materialparameter des

Herstellers verwendet (siehe Tabelle 1). Die Moden treten dabei in einem Frequenzbereich von 20 bis 650 Hz auf.

Tabelle 1: Materialkennwerte für initiale Simulation der Eigenschwingformen des Bauteils

Materialkennwerte	Materialgröße
Dichte [g/cm ³]	1,13
E-Modul [MPa]	2758
Poisson-Zahl	0,42

4. Messaufbau der Schwingungsanalyse

Das Bauteil wird für Schwingungsanalyse in einer Klemmhalterung fixiert, die auf einer Lochprofilplatte montiert ist, um Positionsänderungen des Bauteils zum Kamerasytem zu vermeiden (siehe Bild 1). Der Messbereich beträgt 250 mm x 150 mm und befindet sich am hinteren Ende des Bauteils, auf dem auch das stochastische Muster aufgebracht ist.



Bild 1: Messaufbau und Messbereich der Schwingungsanalyse

Die Anregung erfolgt mittels Impulshammeranregung am vorderen, horizontalen Abschnitt des Bauteils. Zur Anregung der symmetrischen Schwingformen wird der Hammerschlag mittig platziert, während für die Anregung der Torsions-Schwingformen der Schlag seitlich der Bauteilmittellinie erfolgt (siehe Bild 2). Die Bewegung des angeregten Bauteils wird von einem ARAMIS SRX Stereokamerasytem (Firma GOM) erfasst. Das Kamerasytem nimmt die Bewegung mit einer Frequenz von 1000 Hz bei einer Bildauflösung von 1920 x 1000 Pixeln auf.



Bild 2: Hammerschlagpositionen zur Anregung symmetrischer Schwingungen (links) und Torsions-Schwingungen (rechts)

5. Versuchsergebnisse

Eine direkte Analyse der Schwingformen erfolgt in der Auswertesoftware ARAMIS Professional 2018. Dabei wird die Bewegung des Einzelpunkts „Point 1“ (siehe Bild 1) einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) unterzogen. Das Ergebnis der FFT zeigt, dass der Auswertepunkt „Point 1“ verschiedene globale und lokale Maxima im Antwortspektrum erfährt. Die Frequenzen der experimentellen Extremwerte weichen dabei von den berechneten Frequenzen der Simulation ab (siehe Bild 3).

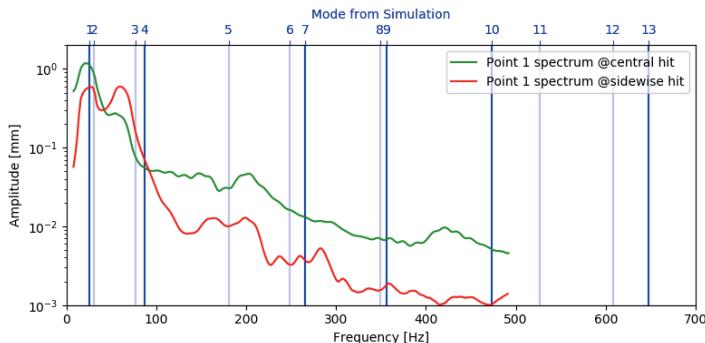


Bild 3: Antwortspektren des Kunststoff-Spritzgussbauteils der symmetrischen (grün) und Torsions-Schwingungen (rot) mit den simulierten Frequenzen (blau)

Da das ARAMIS-System vollflächig 958 Punkte zeitgleich erfasst, können aus den dynamisch erfassten Verschiebungen direkt die Schwingformen abgeleitet werden. Dadurch können die simulierten Schwingformen über einen qualitativen Vergleich den entsprechenden experimentellen Moden zugeordnet werden (siehe Bild 4).

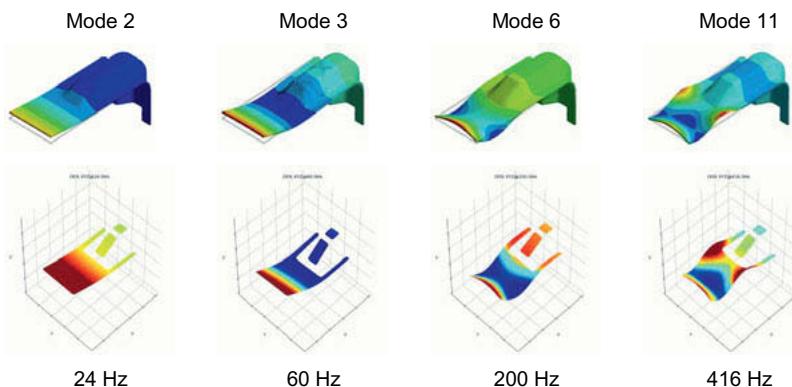


Bild 4: Zuordnung der simulierten Schwingformen zu den experimentellen Schwingformen

Zusätzliche Informationen liefert das ARAMIS-System indem neben den Bewegungen aus der Ebene auch Bewegungen in der Ebene erfasst werden. Dadurch lassen sich auch Schwingformen anhand ihrer in-plane Schwingungen voneinander unterscheiden. So ist die Schwingform von Mode 5 und Mode 6 in ihrer out-of-plane-Schwingung sehr ähnlich zu der experimentell ermittelten Mode bei 200 Hz. Mode 5 zeigt jedoch eine deutliche in-plane Bewegung, die bei der experimentellen Mode nicht vorhanden ist. Dadurch ist die Mode 6 der Simulation eindeutig der Mode bei 200 Hz zuordenbar.

Aus den Versuchsergebnissen wird ersichtlich, dass das zugrunde gelegte Simulationsmodell in der Steifigkeit vom realen Bauteil abweicht. Zwar lassen sich dieselben Moden in der Simulation und den experimentellen Daten finden, jedoch treten sie in der Simulation bei höheren Frequenzen auf (siehe Bild 5). Diese Abweichungen weisen darauf hin, dass sich die Steifigkeit und die Masse zwischen dem Simulationsmodell und dem Realbauteil unterscheidet.

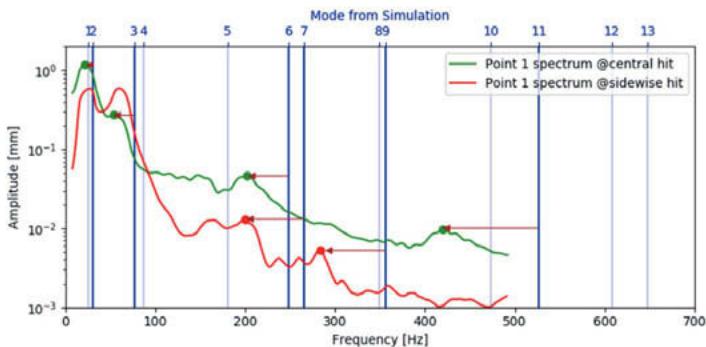


Bild 5: Frequenzunterschied zwischen simulierten und experimentellen Daten

6. Modelloptimierung und Parameterstudie

Um den Einfluss von Geometrieabweichungen zwischen dem CAD-Modell und dem Realbauteil auf die berechneten Frequenzen auszuschließen wird in einem ersten Schritt das für die Simulation verwendete Modell angepasst. Anschließend wird eine Parameterstudie durchgeführt, die den Einfluss bestimmter Materialparameter auf die Frequenzen der berechneten Schwingformen bestimmt.

Als erster Parameter wird die Geometrieabweichung zwischen dem in der Simulation verwendeten CAD-Modell und dem realen Bauteil untersucht. Dazu wurde mit einem Streifenlichtprojektionsscanner ATOS Core (Firma GOM GmbH) das Bauteil digitalisiert und in der Software ATOS Professional ein Wandstärkenvergleich zwischen dem CAD-Modell und

dem realen Bauteil durchgeführt (siehe Bild 6). Dieser ergab, dass das Realbauteil um $0,1 \pm 0,02$ mm dünner ist als das entsprechende CAD-Modell.

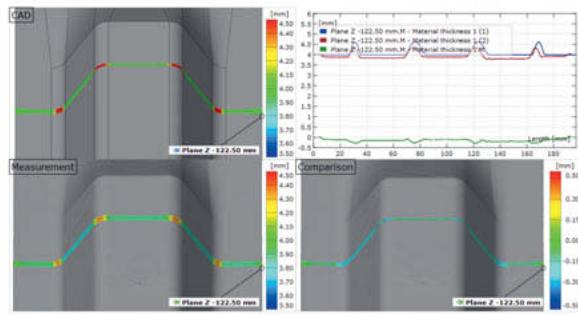


Bild 6: Wandstärkenvergleich zwischen CAD-Modell (oben links) und digitalisiertem Realbauteil (unten links)

Diese Abweichung lässt sich am plausibelsten auf eine, für diesen Werkstoff übliche, Schrumpfung des Bauteils zurückzuführen, da bei der Herstellung des Bauteils prozessbegleitend die Geometrieabweichung des Spritzgusswerkzeuges sowie die Verformung während des Spritzgussprozesses untersucht wurden. Beide Spritzgusswerkzeughälften wurden ebenfalls mit dem ATOS-System eingescannt und die Abweichung zum jeweiligen CAD-Modell bestimmt. Bei diesen Untersuchungen ergaben sich keine signifikanten Abweichungen zwischen der Matrize und der Patrize zum CAD-Modell. Der eingesetzte ATOS Core hatte dabei eine Messunsicherheit von $\pm 0,02$ mm.

Während des Einspritzvorganges wurde die Werkzeugöffnung durch den resultierenden Innendruck mit einem ARAMIS-System erfasst. Während der Füllphase öffnen sich die Spritzgusswerkzeuge um maximal $0,65 \pm 0,01$ mm. Die Deformation der Werkzeuge ist allerdings nur temporär. Nach Beendigung der Füllphase reduziert sich die Werkzeugöffnung wieder auf das Ausgangsmaß (siehe Bild 7).

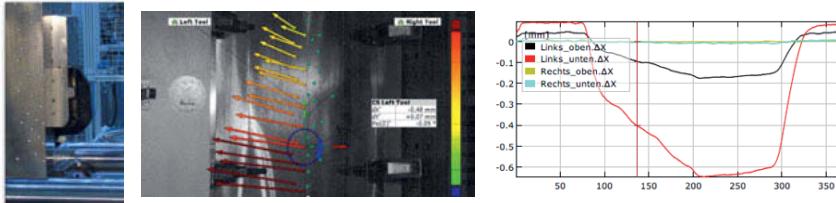


Bild 7: Spritzgusswerkzeug (links) und Deformationsvektorfeld (mitte) mit dazugehörigem Diagramm (rechts) während des Einspritzprozesses

Für die inverse Parameterstudie wird daher eine um 0,1 mm ausgedünnte CAD-Geometrie verwendet, die dem Realbauteil besser entspricht.

Als weiterer Optimierungsschritt des Simulationsmodells wird die Klemmung des Bauteils angepasst. Die Art der Klemmung, beeinflusst die Steifigkeit des Gesamtbauteils und wirkt sich damit auf die berechneten Frequenzen der Schwingformen aus. Sie wird anhand von Randbedingungen in der Simulation abgebildet. Die korrekten Randbedingungen werden ermittelt, indem sie so lange angepasst werden, bis die Simulationsergebnisse mit experimentellen Ergebnissen eines statischen Belastungsfalls des Bauteils übereinstimmen. Im Gegensatz zur dynamischen Belastung wurde bei der statischen Belastung der Radiusbereich des Bauteils betrachtet. Als Last wurde das Bauteil zentral im hinteren Bereich um 40 mm nach unten ausgelenkt. Mit dem ARAMIS Messsystem wurde die Verformung sowie die Hauptformänderung im Radiusbereich erfasst (siehe Bild 8).



Bild 8: Vergleich der Hauptformänderung in ANSYS (links) und ARAMIS (rechts)

Die Ergebnisse der Simulation der dynamischen Belastung zeigen, dass die relative Frequenzabweichung zwischen einer losen und einer festen Klemmung weniger als 2 % betragen. Da sich die Bauteilgeometrie und die Klemmung zwischen der statischen und der dynamischen Belastung nicht unterscheidet wird für die inverse Parameteridentifikation die optimierte Klemmung des quasistatischen Belastungsfalls verwendet (siehe Bild 9).

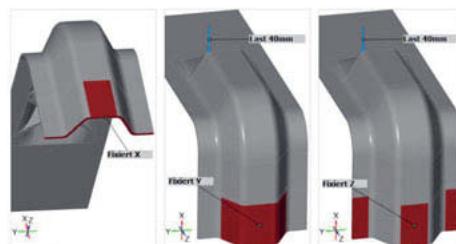


Bild 9: Genutzte Randbedingungen für die optimierte Klemmung abgeleitet aus dem quasistatischen Belastungsfall

Die Poisson-Zahl des Spritzgussmaterials beträgt laut Herstellerangabe $0,4 \pm 0,04$. Der Einfluss auf die Frequenzen stellt sich in der Simulation als minimal dar und beträgt zwischen der maximalen und der minimalen Poisson-Zahl weniger als 0,5 %.

Die Parameter, die am stärksten von den Umgebungsbedingungen abhängig sind, sind das E-Modul und die Dichte. Das E-Modul variiert laut den Herstellerangaben bereits zwischen 2600 und 3000 MPa. Praktische Erfahrungswerte zeigen jedoch, dass das E-Modul in Abhängigkeit der Alterung und durch Absorption auf bis zu 50% des Ausgangswertes absinken kann. Dadurch wird die Steifigkeit des Bauteils stark beeinflusst und wirken sich somit direkt auf die resultierenden Frequenzen der auftretenden Schwingformen aus.

Neben dem E-Modul beeinflusst die Wasseraufnahme auch die Dichte des Kunststoffs. Die Dichteänderung infolge der Feuchtigkeitsaufnahme und der Schrumpfung variiert um $\pm 4\%$.

Aufgrund der starken Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen wird das E-Modul als freier Parameter bei der inversen Parameteridentifikation verwendet. Als zusätzlicher Parameter wird die Dichte ebenfalls im Optimierungsprozess betrachtet, weil sie, wenn auch in engeren Grenzen, von denselben Umgebungsparametern beeinflusst wird.

Der Einfluss der Poisson-Zahl auf das Schwingungsverhalten des Bauteils ist im Vergleich zu den oben genannten Parametern vernachlässigbar und wird daher im weiteren Verlauf der Optimierung nicht berücksichtigt.

7. Inverse Parameteridentifikation und Ergebnisse

Bei der inversen Parameteridentifikation handelt es sich um eine Optimierung des Simulationsmodells hinsichtlich der mit ARAMIS bestimmten Frequenzen der Schwingformen. Als freie Parameter werden hierbei das E-Modul und die Dichte genutzt. Die Optimierung erfolgt in ANSYS mit dem dort bereitgestellten Optimierer „Direkte Optimierung“. Als Zielgrößen werden die gemessenen Frequenzen der Moden 2, 3 und 6 genutzt (siehe Bild 4). Zur Validierung des optimierten Modells dienen die Moden 7, 9 und 11. Die Startwerte für die Optimierung werden für das E-Modul sowie für die Dichte dem Materialdatenblatt des Herstellers entnommen. Diese betragen beim E-Modul 2758 MPa und bei der Dichte 1,13 g/cm³. Als Grenzwerte für die Optimierung werden beim E-Modul, 3000 bzw. 1500 MPa definiert. Bei der Dichte beträgt der obere Grenzwert 1,2 g/cm³ und der untere 1,1 g/cm³. Die Definition der Optimierungsgrenzen erfolgt in Anlehnung an die Herstellerangaben zum maximalen E-Modul und der maximalen Feuchtigkeitsaufnahme. Im Rahmen der Optimierung wurden 51 Iterationen durchgeführt. Als Ergebnis wurde das E-Modul mit 1879 MPa und die Dichte mit 1,18 g/cm³ berechnet (siehe Bild 10).

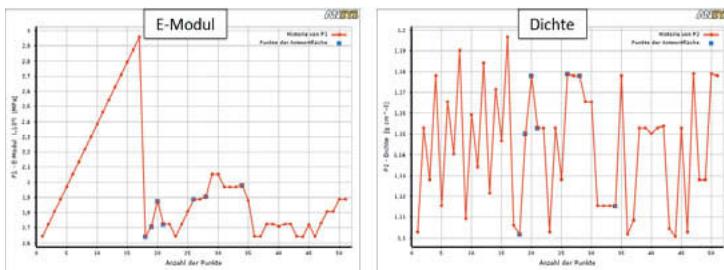


Bild 10: Verlauf der Optimierung des E-Moduls (links) und der Dichte (rechts)

Mit den beiden optimierten Materialkennwerten weichen die berechneten Frequenzen der Schwingungsformen im Mittel um $2,9 \pm 1,6$ % von den gemessenen Frequenzen ab (siehe Tabelle 2).

Tabelle 2: Vergleich der gemessenen und der optimiert berechneten Frequenzen für die Moden der symmetrischen Schwingformen

	Mode 2	Mode 3	Mode 6	Mode 7	Mode 9	Mode 11
Gemessen	24 Hz	60 Hz	200 Hz	204 Hz	284 Hz	416 Hz
Optimiert	25 Hz	62 Hz	201 Hz	215 Hz	288 Hz	426 Hz
Rel. Abw.	4 %	3 %	1 %	5 %	1 %	2 %

Das optimierte Simulationsmodell beschreibt auch die Frequenzen der drei verbliebenen Moden sehr gut, wobei bei Mode 7 mit 5 % die größte relative Abweichung aller betrachteten Moden auftritt (siehe Bild 11).

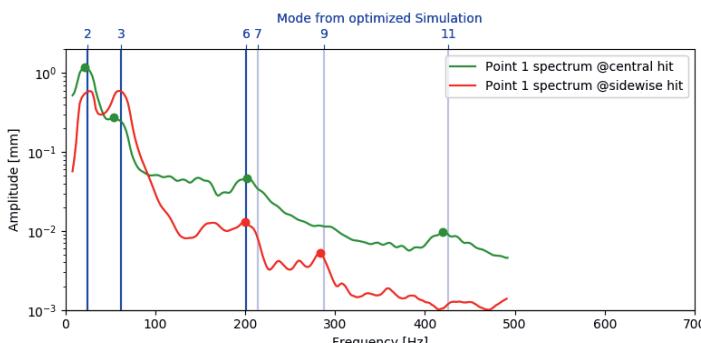


Bild 11: Frequenzvergleich der optimierten Moden mit den gemessenen Moden

8. Fazit

Es konnte erfolgreich demonstriert werden, dass das ARAMIS-System als optisches Messverfahren für die Schwingungsanalyse geeignet ist. Die vollflächigen Messergebnisse des ARAMIS-Systems ermöglichen eine sofortige qualitative Beurteilung zwischen den gemessenen und den berechneten Schwingformen. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe der aus ARAMIS und ATOS generierten Messergebnisse eine Verbesserung des Bauteilmodells möglich ist, wodurch die Aussagekraft der Simulation deutlich steigt. Die über die inverse Parameteridentifikation ermittelten Materialkennwerte stehen für weitere Analysen zur Verfügung, wie beispielsweise statisch-mechanische Analysen.

Literaturhinweise

- [1] Yoshida, F.: Inverse approach to identification of material parameters of cyclic elasto-plasticity for component layers of a bimetallic sheet. *International Journal of Plasticity* 19 (2003) 12, S. 2149–2170
- [2] Zaw, K., Liu, G. R., Deng, B. u. Tan, K. B. C.: Rapid identification of elastic modulus of the interface tissue on dental implants surfaces using reduced-basis method and a neural network. *Journal of biomechanics* 42 (2009) 5, S. 634–641
- [3] Cooreman, S., Lecompte, D., Sol, H., Vantomme, J. u. Debruyne, D.: Identification of Mechanical Material Behavior Through Inverse Modeling and DIC. *Experimental Mechanics* 48 (2008) 4, S. 421–433
- [4] Schmidt, T., Tyson, J. u. Galanulis, K.: Full-field dynamic displacement and strain measurement - specific examples using advanced 3d image correlation: Part 2. *Experimental Techniques* 27 (2003) 4, S. 22–26
- [5] Schmidt, T., Tyson, J. u. Galanulis, K.: Full-field dynamic displacement and strain measurement using advanced 3d image correlation photogrammetry: Part 1. *Experimental Techniques* 27 (2003) 3, S. 47–50
- [6] Sutton, M. A., Orteu, J.-J. u. Schreier, H. W.: *Image correlation for shape, motion and deformation measurements. Basic concepts, theory and applications*. New York N.Y.: Springer 2009
- [7] Beberniss, T. J. u. Ehrhardt, D. A.: High-speed 3D digital image correlation vibration measurement: Recent advancements and noted limitations. *Mechanical Systems and Signal Processing* 86 (2017), S. 35–48

Getriebediagnose 4.0 – Herausforderungen bei der Nutzung künstlicher Intelligenz im schwingungsbasierten Condition Monitoring

Dr.-Ing. Jörg Deckers, Bruno Back, Flender GmbH, Voerde

Kurzfassung

Im Rahmen des Aufsatzes werden am Beispiel der Industriegetriebeüberwachung die Herausforderungen bei der Einführung von Datenanalyse-Methoden auf Basis der künstlichen Intelligenz behandelt. Nach einer kurzen Einführung in Methoden des schwingungsbasierten Condition Monitorings und der künstlichen Intelligenz widmet sich ein Kapitel der Datenvorverarbeitung und der Fragestellung, an welcher Stelle welche Analysemethoden angewendet werden. In den darauffolgenden Kapiteln werden die nötigen Ressourcen im Bereich Personal, Soft- und Hardware sowie die Auswahl passender Use-Cases bei der Einführung von KI-Methoden erläutert. Abschließend wird anhand von Fallbeispielen eine Methode zur automatisierten Anomaliedetektion auf Basis künstlicher neuronaler Netze vorgestellt, bei der erste Erfolge bei der Erkennung von Wälzlagerdefekten an Getrieben erzielt wurden.

1. Einleitung

Condition Monitoring (CM) an rotierenden Maschinen und Anlagen dient dazu, Schäden so frühzeitig zu erkennen, dass man eine geplante Reparatur zu einem günstigen Zeitpunkt durchführen kann, oder gar den möglichen in der Zukunft liegenden Schadenszeitpunkt zu antizipieren. Die Instandhaltungsmaßnahme kann damit planbar in optimale Zeiträume gelegt werden, bevor ein Schaden zu ungeplanten Produktionsausfällen führt und hohe Folgeschäden oder -kosten hervorruft. Condition Monitoring wird von vielen Betreibern seit Jahrzehnten erfolgreich praktiziert und stellt seine Tauglichkeit unter Beweis [1, 2, 3]. Im Zuge der Digitalisierung der Industrie ziehen neue Methoden der Datenanalyse auch in die Domäne des schwingungsbasierten Condition Monitoring ein. Predictive Maintenance, Big Data und künstliche Intelligenz wecken hohe Erwartungen. Potenzielle Anwender dieser Technologien nähern sich diesem Thema aus unterschiedlichen Domänen. Neben dem Mechanik-Instandhalter und dem Automatisierer [3] widmen sich nun auch Datenwissenschaftler, die möglicherweise aus ganz anderen Bereichen, wie der Medizin oder dem Finanzsektor kommen, diesem

Thema. Deren Ansatz ist die Anwendung von Methoden der künstlichen Intelligenz (KI). Um jedoch erfolgreich einen Kundennutzen zu erzeugen, ist sich die Fachwelt einig, dass Domänenexpertise im Bereich der Schwingungsdiagnostik nötig ist und in die datengetriebene Analytik einfließen muss.

Künstliche Intelligenz als Teilgebiet der Informatik hat zum Ziel, geistige Arbeit, die üblicherweise von Menschen getätigter wird, durch Computer zu automatisieren. Dafür können sowohl Algorithmen zum Einsatz kommen, die nach fest vorgegebenen Regeln Aufgaben lösen, als auch Systeme, deren Verhalten nicht von einem Programmierer bestimmt wird, sondern auf Grundlage von Daten antrainiert wird: man spricht auch vom maschinellen Lernen (ML). Beim maschinellen Lernen bestimmen die Daten, mit denen das System trainiert wird, wie es sich im Einsatz verhalten wird – die Qualität des Ergebnisses ist also maßgeblich von der Qualität und Quantität der verfügbaren Daten abhängig. Damit der Lernprozess erfolgreich sein kann, müssen zudem die Daten, anhand derer ein System trainiert werden soll, also das erwartete Ergebnis der Analyse vorliegen. Das System kann nur dann lernen, wenn es weiß, welche Fehler es gemacht hat [5]. Am Beispiel der Schwingungsdiagnostik bedeutet das: Es müssen nicht nur hochwertige Schwingungsdaten, sondern für jeden einzelnen Datensatz zusätzlich genaue Informationen für den aktuellen Maschinenzustand vorliegen: Informationen, die auf Basis von Domänenwissen der Schwingungsdiagnostik gewonnen werden müssen.

Um mit dem Einsatz von KI-Methoden zur Maschinenüberwachung erfolgreich zu sein, bedarf es also hochwertiger Daten als Grundlage, des Wissens über die sinnvollerweise einzusetzenden Lernalgorithmen, sowie den Datenabgleich und das Feedback desjenigen, der einen Mehrwert aus dem Verfahren ziehen soll [4]. Es ist somit ein intensiver Wissensaustausch zwischen unterschiedlichen Disziplinen und Aufgabenbereichen nötig, zu dem dieser Aufsatz einen Beitrag leisten soll.

2. Daten, Signale

2.1. Grundlegendes zur Schwingungsüberwachung an rotierenden Antrieben

Je nach Komplexität der zu überwachenden Maschinen reicht es in der Regel nicht aus, nur einen globalen Schwingungskennwert wie etwa die effektive Schwinggeschwindigkeit nach DIN ISO 20816 zu überwachen. Wenn gleich hierdurch eine Möglichkeit gegeben ist, einzuschätzen, ob die Schwingungen einer Maschine eher hoch, eher normal oder niedrig sind, werden sich in diesem Kennwert beginnende Schadensmerkmale, die meist zunächst

energiearm sind, nicht zeigen. Betrachtet man bei der Signalauswertung zusätzlich den hochfrequenten Bereich, unterstützt durch geeignete Filterung und Signalanalyse, sind übliche Schäden an Wälzlagern oder Verzahnungen jedoch sehr treffsicher und auch sehr frühzeitig diagnostizierbar. Aber auch auf die Messrichtung der Schwingungen sowie die Position der Sensoren in Bezug zur Körperschallquelle kommt es an. Des Weiteren spielt die Messdauer und -häufigkeit eine große Rolle für die Erfolgsaussichten einer Diagnostik. Speziell bei langsam laufenden Maschinen reichen wenige Sekunden Messdauer nicht aus, da die Schadensstelle hierbei viel zu selten oder gar nicht überrollt wurde.

2.2. Wo sollten die Daten erfasst und vorverarbeitet werden?

Setzen wir voraus, dass die Sensordaten sinnvoll erfasst wurden, ergibt sich nun die Frage, wie und wo die Rohdaten zu Zustandsinformationen verarbeitet werden. Bild 1 zeigt hierzu ein Beispiel.

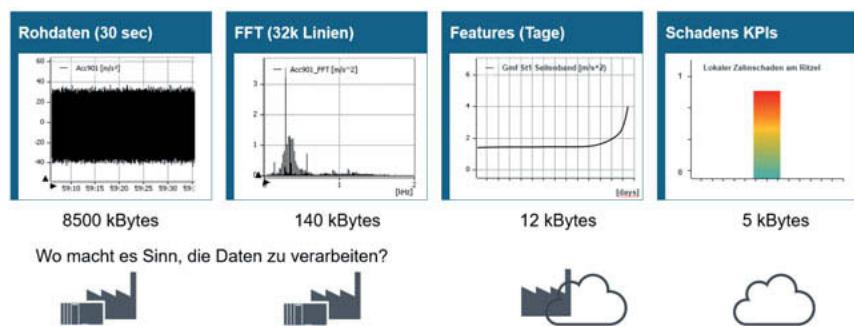


Bild 1: Signalverarbeitung und Informationsaggregation an unterschiedlichen Stellen

Nehmen wir an, wir erfassen das Rohsignal über 30 Sekunden mit einer Abtastrate von 24 kHz, so fallen hierbei für einen Kanal schon 8,5 MB an Rohdaten an. Der Versuch, diese Datenmenge stündlich per Mobilfunk-Modem an einen Cloudspeicher zu übertragen, verursacht hohe Kosten und führt zu schwer handhabbaren Datenmengen. Die Daten werden also sinnvollerweise nah am Sensor gefiltert, digitalisiert, ggf. nochmal digital gefiltert oder z.B. einer Hüllkurvenanalyse unterzogen und schließlich über eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) in seine Frequenzkomponenten zerlegt. Diese beinhaltet immer noch die wesentlichen Zustandsinformationen, ist aber bereits nur noch 140 kB groß. Will man auf Basis einer Trendanalyse die Zustandsverschlechterung möglichst früh erkennen, muss man

entsprechend häufig messen und die FFT berechnen, also z.B. einmal pro Stunde. Pro Tag und bei mehreren Sensoren kommt man also immer noch auf eine nennenswerte Datenmenge, die auch heute noch hohe Kosten für Datenweiterleitung und Speicherung bedeutet.

Berechnet man aus den FFTs nun Diagnosefeatures, wie die Amplitudenverläufe der Harmonischen einer Zahneingriffs frequenz oder Lagerdefekt frequenz, so reduziert sich die Datenmenge nochmals, auf etwa 12 Kilobyte pro Feature. Hier sehen die Autoren derzeit den sinnvollen Schnitt, Daten von der lokalen Verbreitung, nah an der Maschine, an einen zentralen Speicher oder in eine Cloud zu übertragen. Aus den Features kann man nun auf unterschiedlichen Wegen Zustandsindikatoren (KPI) für die möglichen Fehler an den infrage kommenden Maschinenelementen bilden, die dann nur noch wenige Kilobytes groß sind.

2.3. Datenqualität, -quantität und -labeling

Wichtig für die spätere Verarbeitung mit KI-Methoden ist, dass die Datenstruktur bekannt und die Daten von hoher Qualität sind. Im industriellen Umfeld kommt es leider häufiger als erwünscht vor, dass Messsignale durch Sensordefekte, Kabelbrüche, schlechte Ankopplung oder Einstreuung externer Einflüsse gegenüber dem physikalisch richtigen Messwert verfälscht werden. Trainiert man den KI-Algorithmus mit diesen Daten, wird man keine zufriedenstellen Ergebnisse erzielen können. Des Weiteren ist es sehr wichtig zu wissen, welche Datensätze den Referenzzustand (Gut-Zustand) haben und welche Daten bereits einen Fehlerzustand beinhalten (sogenannte gelabelte Daten), den man ja eigentlich mit dem Algorithmus aufdecken will. Zudem muss eine ausreichende Menge (möglichst groß) dieser Daten im Gut-Zustand sowie ggf. im bekannten Defektzustand gelabelt vorliegen. Mit diesen werden dann die KI-Algorithmen angelernt (trainiert).

In der Regel wird man für den Gut-Zustand eine ausreichende Menge an Daten zur Verfügung stellen können. Man kann davon ausgehen, dass eine neu in Betrieb genommene Anlage, die vom Inbetriebnehmer perfekt eingestellt wurde, zunächst einige Zeit ohne Schäden läuft. In diesem Zeitraum können große Mengen an „Gut-Daten“ erzeugt werden. Wichtig ist, dass man neben den Trainingsdaten auch genügend Daten für eine Verifikation der trainierten Modelle des Gut-Zustandes zur Verfügung hat. Trainingsdaten und Verifikationsdaten dürfen nicht vermengt werden. Beim Anlernen neuer Systeme liegt die Herausforderung darin, den richtigen Zeitpunkt zu finden, um das System zu trainieren. Je mehr Daten zur Verfügung stehen, desto besser wird das Training. Dafür ist aber die Anlernphase länger und somit der Zeitpunkt, ab dem überwacht werden kann, ein späterer.

Schwierig wird es, wenn mit den KI-Algorithmen auch die Fehlerzustände automatisiert diagnostiziert werden sollen. Dann benötigt man nämlich auch in ausreichender Menge gelabelte Daten für alle zu diagnostizierenden Fehlerzustände. Da es Ziel der Maschinenbauer ist, Maschinen zu bauen, die möglichst lange fehlerfrei arbeiten, ist die Menge und Häufigkeit von Schadenzuständen naturgemäß gering. Will man also gelabelte Trainingsdaten für alle gängigen Schäden bekommen, muss man so einige Jahrzehnte darauf warten und dabei Messdaten sammeln und mit einem Label versehen, was nicht praktikabel ist. Selbst wenn ein solcher Datensatz einmal vorliegt, so führen bereits geringe konstruktive Anpassungen, z.B. bei Änderungen einer Baureihe, dafür, dass neue Daten gewonnen werden müssen. Abhilfe sucht man derzeit mit folgenden Methoden:

Manuelles Einbringen von Defekten und Messung des Fehlerfrei/Fehler-Zustandes

In diesem Fall werden Maschinenelemente mechanisch so geschädigt, als wären sie im Realbetrieb kaputt gegangen, Bild 2 zeigt ein Beispiel. Dies kann nur dann gelingen, wenn man die typischen Schadensbilder kennt und sie so naturgetreu wie möglich nachstellt. Zwischenzustände der Schädigungsentwicklung können ebenfalls nur nachgestellt werden, wenn man den Schadensmechanismus und typischen Schadenverlauf kennt. In vielen Fällen muss das Diagnoseobjekt hierfür auch demontiert und wieder montiert werden, was die Ergebnisse weiter verfälscht, da bereits die Demontage und Montage eines Getriebes das Schwingungsbild deutlich verändern kann. Die Autoren messen dieser Vorgehensweise keinen großen Nutzen zu.



Realer Schaden



Durch mechanische Bearbeitung simulierter Schaden

Bild 2: Simulation von Schäden durch mechanische Bearbeitung

Simulation von Fehlerdaten, bzw. Injektion von Fehlersignalen in reale Daten

Einige Anwender versuchen, Signaldaten von Maschinenfehlern mit Hilfe der rechnergestützten Simulation synthetisch zu erzeugen, um damit an Trainingsdaten von Fehlerzuständen zu

gelangen. Alternativ werden in realen Daten des Gut-Zustandes Schädigungssignale durch Überlagerung injiziert, entweder auf analogem oder digitalem Weg. Es ist fraglich, ob diese Vorgehensweise zu sinnvollen Ergebnissen führt.

Nutzung von schadhaften Rückläufern aus dem Feldbetrieb

Reale Schäden sind natürlich am aussagekräftigsten. Leider hat man aber nicht an jeder Maschine, die einen Schaden aufweist, auch ein Messsystem angebaut. Wenn man also die Chance hat, schadhafte Rückläufer zu erhalten, bei den die Betriebsbedingungen und die Historie der Schadensentwicklung bekannt ist, so ist die Vermessung solcher Rückläufer sicherlich sinnvoll. Man hat aber im Besten Fall nur zwei Zustände, den schadhaften und den einer baugleichen, ungeschädigten Maschine oder derselben Maschine nach Reparatur des Schadens. Zudem lassen sich Aufstell- und Betriebsbedingungen des ursprünglichen, realen Umfeldes nur schwer an anderer Stelle reproduzieren. Die Ergebnisse werden also mit einer entsprechenden Unsicherheit behaftet sein.

Erzeugung realer Schäden durch gezielte Überlastung

Prototypen neu entwickelter Maschinen werden häufig zeitgerafften Lebensdauerversuchen unterzogen, in denen durch starke Überlastung die komplette Lebensspanne der Maschinen untersucht werden soll. Kennt man die nötigen Lastwechselzahlen und Belastungshorizonte, kann es im Einzelfall gelingen, relativ realitätsnahe Schäden zu erzeugen. Bild 3 zeigt ein Beispiel einer Ritzelwelle, wo dies gelang. Es ist allerdings fraglich, ob die gewünschten Maschinenkomponenten im realen Einsatz auch in derselben Art und Weise geschädigt werden, da der Schadensmechanismus bei der Überlastung nicht zwangsläufig derselbe ist wie im Real Fall.



Realer Schaden aus dem Feld



Durch Überlastung im Prototypenversuch erzeugter Schaden

Bild 3: Künstliche Erzeugung von Schäden durch Überlastung

Daten realer Schadensverläufe aus dem Feld

Die besten Ergebnisse sind mit realen Felddaten zu erzielen, bei denen ein versierter Maschinendiagnoseexperte mit seinen Kenntnissen das Labeling der Daten durchführen und bei der späteren Schadensbefundung verifizieren kann. Um in möglichst kurzer Zeit viele Fehlerbilder abzudecken, sollte man also an möglichst vielen Maschinen mit hoher Datendichte messen, damit man auch jeden realen Fehler mitbekommt. Mit jedem neu hinzugekommenen Schadensfall können dann die automatisierten Schadensdiagnosen Schritt für Schritt verfeinert und verbessert werden.

3. Erforderliche personelle Ressourcen

Die Einführung von KI-Methoden erfordert grundlegende Ressourcen und das interdisziplinäre Zusammenarbeiten von Personen verschiedener Domänen:

IT-Infrastruktur-Administratoren

Wie in Kapitel 2 dargelegt, liegt der Ort der Erfassung der Messdaten und die Analyse der Daten selten an einem Ort. Es müssen also Mittel und Wege gefunden werden, die analogen Sensordaten zu digitalisieren, zwischen zu speichern, zu verdichten und zu einem Analyse-, Endspeicher- und Visualisierungsmedium zu transportieren. Aus nachvollziehbaren Gründen soll dies mit höchster Daten- und Informationssicherheit erfolgen. Es gibt daher Firmen, deren IT-Policies festschreiben, dass keine Daten das Werksgelände verlassen oder dass Remote-Support durch Drittanbieter maximal mit dem werkseigenen VPN Werkzeug passieren darf. Die Administratoren der IT-Infrastrukturen auf allen Seiten sollten also von der ersten Minute an mit ins Boot geholt werden.

Data Scientists, Data Analysts, Data Engineers

Die Bezeichnungen lassen sich nicht klar und eindeutig voneinander trennen und Aufgabenbereiche gehen fließend ineinander über. Es gibt auch erst wenige Universitäten die derartige Studienrichtungen anbieten. Klar ist, dass zu Kenntnissen dieser Spezialisten Fachwissen aus den Bereichen lineare Algebra, Statistik, Programmierung, Systemarchitektur, KI-Software und Datenstrukturen gehören sollte. Ob diese Expertise im eigenen Unternehmen aufgebaut werden sollte, oder bei externen Firmen für einzelne Projekte eingekauft wird, hängt stark von der Aufstellung und Zielsetzung des Unternehmens ab. Da interdisziplinäres Arbeiten erforderlich ist, sollten die Wege jedenfalls entsprechend kurz sein.

Softwareprogrammierer

Nachdem die vorherige Gruppe eher die wissenschaftlichen Grundlagenthemen der KI-Datenanalytik bearbeitet, muss das ausgearbeitete und an Beispielen getestete Projekt auch noch produktiv umgesetzt werden. Schließlich sollen später auch neue Maschinentypen eingebunden und neue Gut- oder Fehlerzustände antrainiert werden können, ohne jedes Mal den Datenexperten bemühen zu müssen. Die täglichen Ergebnisse der Analysen sollen dem Endanwender zuverlässig und anschaulich präsentiert werden, ohne dass dieser selbst über Programmiererfahrung verfügen muss. Welche Personen und Kenntnisse hier zum Einsatz kommen hängt auch davon ab, in welcher Umgebung die Algorithmen ablaufen. Die Algorithmik muss nicht zwangsläufig in der Cloud laufen. Es ist durchaus möglich, diese ganz nah an der Anlage zu installieren, z.B. mit Embedded Systemen oder Edge Analytics, oder auch remote auf einem Standard PC oder einem Server, der an anderer Stelle gehostet wird.

Maschinendiagnoseexperten

Trotz aller Software, künstlicher Intelligenz und Automatismen, spielt der Maschinendiagnoseexperte eine zentrale Rolle. Füttert man die Algorithmen mit unsinnigen Daten wird auch nichts Sinnvolles dabei herauskommen. Der Maschinendiagnoseexperte sorgt für korrekte und valide Eingangsdaten, labelt die Trainingsdaten und kontrolliert und bewertet den Erfolg und Sinnhaftigkeit der Ergebnisse.

4. Vision, Use-Case, Bewertung

Um KI-gewinnbringend einführen zu können, sollte möglichst frühzeitig eine Vision und ein klar definierter Use-Case bestehen. Will ich z.B. Restlebensdauer-Voraussagen machen oder Anomalien detektieren? Auch sollte frühzeitig das Feedback von potenziellen Anwendern und Nutzern eingeholt werden.

Ganz wichtig ist eine genaue Kenntnis der Datenlage, da für diese für die datengetriebenen Methoden die wichtigste Grundlage sind. Hierbei ist auch vorab zu klären, wem die Daten gehören und in welcher Form Verwertungsrechte gewährt werden müssen.

Die Ergebnisse der KI-Algorithmen für sich genommen sind nur schwer quantifizierbar und erfordern eine Bewertung durch den Diagnoseexperten und/oder Betreiber. Ob z. B. ein defektes Wälzlager zu frühzeitig, rechtzeitig oder zu spät erkannt und repariert wurde, hängt sehr stark von den Vorstellungen des Betreibers ab. Nach dem Auftreten erster Pittings an der

Laufbahn kann ein Wälzlagern oft noch über viele Monate betrieben werden, ohne großes Betriebsrisiko oder Folgeschäden. Ein Weiterbetrieb unter Nutzung des restlichen Verschleißvorrates kann bares Geld einbringen.

5. Fallbeispiele zur KI-basierten Getriebeüberwachung

Da zur automatisierten Fehlerdiagnose mittels KI-Algorithmen eine ausreichende Menge von Fehlerdaten zur Verfügung stehen muss, haben sich die Autoren im ersten Schritt dazu entschieden, eine automatisierte Anomaliedektion mittels KI zu erproben. Zur Berechnung wurde die Software R verwendet, [5]. Bislang erfolgte die Überwachung der Getriebe rein Experten-basiert auf Grundlage scharfer Grenzwerte in schmalbandigen Bereichen signifikanter Peaks im Frequenzspektrum und im Umfeld kinematischer Defektfrequenzen. Die Analysen und Diagnosen liefen ausschließlich vor Ort an der Anlage auf Analyse PCs und Daten und Alarmmeldungen wurden per Internet an eine zentrale Überwachungsstelle übertragen. Aus dieser Überwachung liegen für eine große Anzahl von Getrieben, für verschiedene Messpunkte, folgende Daten vor:

- Kennwerte-Zeitreihen wie effektive Schwinggeschwindigkeit, v_{eff}
- DKW-Wert nach VDI 3832
- Amplituden-Zeitreihen frequenzselektiver Schmalbandanalysen kinematischer Defekt-Frequenzen
- Frequenzspektren und Ordnungsanalysen sowie Hüllkurvenordnungsspektren mit unterschiedlicher Messdauer und Auflösung, einmal pro Tag remote übertragen.

Im ersten Schritt wurde ein künstliches neuronales Netzwerk (KNN) in Form eines Autoencoder Algorithmus nur mit den Zeitreihendaten von v_{eff} und DKW im Gut-Zustand trainiert. Da für ein Getriebe auch Daten mit einem sich entwickelnden Wälzlagernschaden vorlagen, konnte die Funktionstüchtigkeit des Algorithmus erfolgreich verifiziert werden. Bild 4 zeigt einen Vergleich der Verläufe des Wälzlagern DKW-Wertes zum quadrierten mittleren Fehler (Mean Squared Error, MSE).

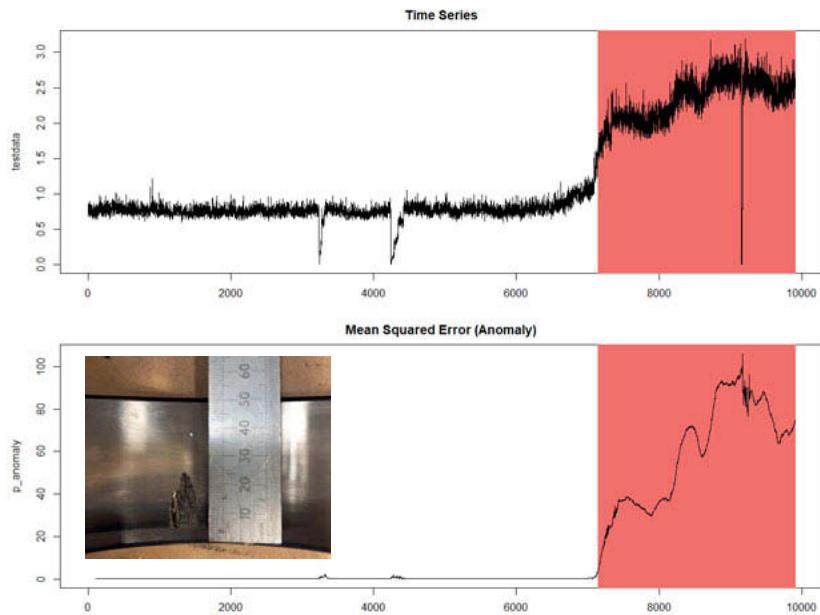


Bild 4: Vergleich des Verlaufes des DKW-Wertes zum mean squared error, MSE des KNN

Im nächsten Schritt wurde der Autoencoder auf das Training von Spektraldata angepasst. Für unterschiedliche Getriebe wurden alle zur Verfügung stehenden Spektraltypen auf Basis von Daten mehrerer Monate im Gut-Zustand antrainiert, Bild 5.

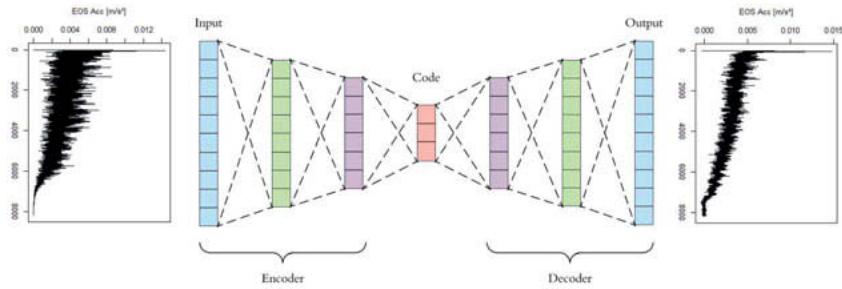


Bild 5: Schematische Darstellung eines Autoencoder KNN, welches mit Hüllkurven-Spektren trainiert wurde

Nach Scharfschaltung der täglichen Überwachung kam es glücklicherweise (aus Sicht der Autoren) zu einem Wälzlagerschaden an einem der überwachten Getriebe, so dass die automatische Anomaliedetektion ihre Funktionstüchtigkeit unter Beweis stellen konnte. Der Data-Analyst, der die KNN basierte Anomaliedetektion überwachte und nur geringe Maschinendiagnoseerfahrung mitbrachte, erkannte quasi zeitgleich mit dem erfahrenden Diagnoseexperten, der mit herkömmlichen Methoden arbeitete, den sich anbahnenden Wälzlagerschaden.

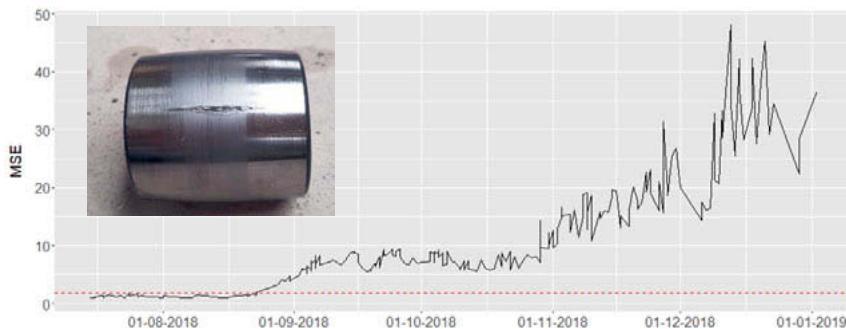


Bild 6: Autoencoder KNN erkannte einen Schadenseintritt an einem Wälzkörper eines Pendelrollenlagers

6. Fazit und Ausblick

Im vorliegenden Aufsatz wurde ein Ansatz zur Getriebe-Anomaliedetektion auf Basis künstlicher neuronaler Netze vorgestellt. Hierbei kam zum Ausdruck, dass eine sinnvolle Daten- und Informationsvorverdichtung, wie sie bei konventioneller signalbasierter Maschinendiagnostik üblich ist, auch als Basis für KI-Methoden eine erfolgversprechende Grundlage bildet. Hierdurch wird die Erkennungsgüte verbessert und die zu übertragene Datenmenge reduziert. Es wurde gezeigt, dass mit geeigneten Werkzeugen eine Veränderung vom angelernten Normalzustand einfach und zuverlässig auch von nicht Maschinendiagnostikern erkannt werden kann. Für die Schadensdiagnose ist bei diesem Verfahren jedoch noch Diagnoseexpertise erforderlich.

Die vorgestellte Vorgehensweise wird in der Flender Condition Monitoring Remote Service Zentrale übergreifend eingeführt, um die Maschinendiagnostiker von Routinearbeiten bei der

täglichen Überwachung zu entlasten, damit sie sich nur noch auf die kritischen Diagnosen konzentrieren müssen.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Deckers, J.: Entwicklung und Betrieb von Industriegetrieben im Kontext zunehmender Digitalisierung der Industrie. In: Tagungsband anlässlich des DMK 2015, Seite 611 – 620, TUDpress, 2015
- [2] Deckers, J.: *Erfahrungen mit schwingungsbasiertem Condition Monitoring und Remote Service im Automatisierungsumfeld*. In: Tagungsband anlässlich des AKIDA 2012, ASRE, Band 81, Seite 59 – 70, Verlag R. Zillekens, 2012
- [3] Deckers, J.: *Schwingungsbasiertes, frequenzselektives Condition Monitoring mit der SPS*. In: Tagungsband anlässlich der VDI-Fachtagung Schwingungen 2017, Seite 39 – 50, VDI-Verlag, 2017
- [4] Nikolaus Fecht / Victoria Sonnenberg: *Künstliche Intelligenz, Warum KI keine Allzweckwaffe ist*. <https://www.maschinenmarkt.vogel.de>, 19.06.2019
- [5] Chollet, F., Allaire, J.: *Deep Learning with R*. Manning Publications Co, 2018

Condition Monitoring von Antrieben, Rädern und Fahrwegen

Dr. **Bernd Bauer**, SKF GmbH, Schweinfurt;
Jens Goldenbohm, SKF Lubrication Systems Germany GmbH, Walldorf

Kurzfassung:

Viele Bahnbetreiber stehen unter erheblichem Kostendruck. Dieser resultiert nicht nur aus der zunehmenden Liberalisierung innerhalb der Branche, sondern auch aus der Konkurrenz zu alternativen Transportmitteln. Condition Monitoring von stationären Anlagen ist seit vielen Jahren bewährt und vielfach eingebettet in eine Predictive Maintenance Strategie. Mobile Anlagen, Fahrzeuge und Geräte werden dagegen vielfach noch sehr unzureichend überwacht, da es in der Praxis eine Reihe von Herausforderungen gibt, wie z.B. instationäre Betriebspunkte.

Hierbei stehen neben der Überwachung von Antriebsmotoren und Getrieben auch die Achslager und Räder im Fokus. Daneben lassen sich mit der eingesetzten Fahrzeugmesstechnik ggf. mit entsprechenden Erweiterungen und Verknüpfungen zur Fahrzeugsteuerung auch Informationen über den Fahrweg und den Rad-Schiene Kontakt bei Kranen und Schienenfahrzeugen gewinnen. Somit können Schwingungs-Phänomene durch intelligente Auswertealgorithmen verortet und ggf. die Folgen wie z.B. Lärm und Verschleiß durch geeignete Reibwertmodifikatoren gezielt gemindert werden. Damit stehen diese mobilen Systeme auch im Wettbewerb zu stationären Anlagen bzw. können diese auch sinnvoll ergänzen.

1. Einleitung und Erfassung von Daten

Condition Monitoring von stationären Anlagen ist seit vielen Jahren bewährt und vielfach eingebettet in eine Predictive Maintenance Strategie. Der Zustand von mobilen Anlagen, Fahrzeugen und Geräten wird dagegen bisher noch sehr unzureichend überwacht, da es in der Praxis eine Reihe von speziellen Herausforderungen gibt. Zu diesen gehören insbesondere instationäre Betriebspunkte durch Beschleunigungs- und Bremsvorgänge, Platz- und Gewichtsbeschränkungen für eine Montage auf dem Fahrzeug unter Zulassungs- bzw. ggf. Nutzlastaspekten, sowie weiterhin Datenübertragungseinschränkungen, je nachdem, wo die Fahrzeuge betrieben werden (oberirdisch-unterirdisch, Nahverkehr-Fernverkehr). Schließlich können auch die variablen Standorte selbst, sowie die Verortung, Herausforderungen für eine Überwachung darstellen. Die Energieversorgung des Systems stellt i.d.R. aber keine Hürde bei der Umsetzung dar, da die meisten Fahrzeuge mit Ausnahme von Kranen über ein ausreichend dimensioniertes Niederspannungs-Bordnetz verfügen und die neuste Sensor- und Überwachungstechnik nur noch einen geringen Energiebedarf aufweist. Im Zweifelsfall, wie bei dem später erläuterten Beispiel der Radsatzüberwachung erläutert wird, kann Batterietechnik das Versorgungsproblem lösen. Neben der Überwachung von Antriebsmotoren und Getrieben stehen ja u.U. auch die Achslager und Räder im Fokus (Abb. 1).

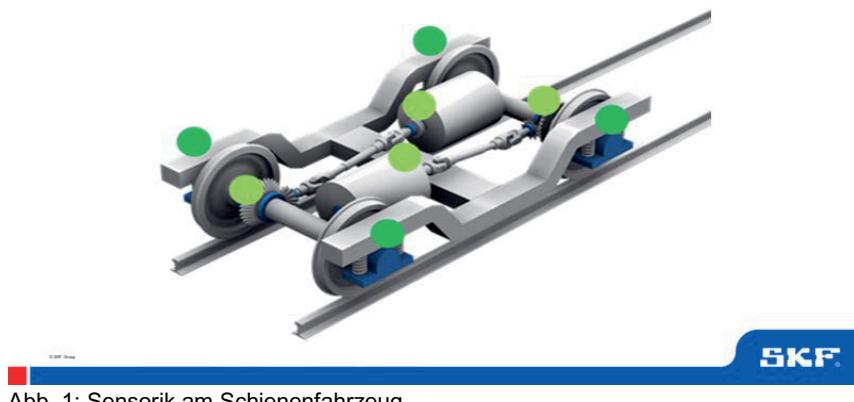


Abb. 1: Sensorik am Schienenfahrzeug

Sensorik, die hier typischerweise eingesetzt wird, umfasst Beschleunigungsaufnehmer (piezoelektrisch oder MEMs), Wegaufnehmer und Drehzahlgeber. Daneben las-

sen sich mit der eingesetzten Fahrzeugmesstechnik ggf. mit entsprechenden Erweiterungen, z.B. über Mikrophone und Verknüpfungen zur Fahrzeugsteuerung auch Informationen über den Fahrweg und den Rad-Schiene Kontakt bei Kranen und Schienenfahrzeugen gewinnen. Somit können Schwingungs-Phänomene durch intelligente Auswertealgorithmen verortet und ggf. die Folgen wie z.B. Lärm und Verschleiß durch geeignete Reibwertmodifikatoren gezielt gemindert werden. Damit stehen diese mobilen Systeme für normale Fahrzeuge auch im Wettbewerb einerseits zu Spezialfahrzeugen, deren alleinige Aufgabe das Sammeln von streckenbezogenen Daten ist, sowie andererseits zu stationären Anlagen bzw. können diese auch sinnvoll ergänzen (Abb. 2). Hierzu werden im Folgenden Beispiele und Möglichkeiten von verschiedenen Anwendungen bei Fahrzeugen vorgestellt.

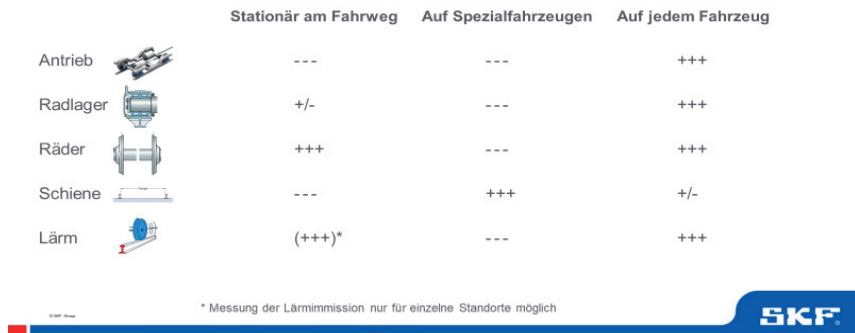


Abb. 2: Gewinnung von Zustandsdaten

2. Rad- und Radsatzüberwachung

Viele Bahnbetreiber stehen unter erheblichem Kostendruck. Dieser resultiert nicht nur aus der zunehmenden Liberalisierung innerhalb der Branche, sondern auch aus der Konkurrenz zu alternativen Transportmitteln. Hinzu kommt, dass die Bahn-Kunden – den oft stark ausgelasteten Streckennetzen zum Trotz – von ihren Zügen natürlich auch Pünktlichkeit und Zuverlässigkeit erwarten. Damit die Bahnbetreiber derartige Optimierungspotenziale erschließen können, gibt es den Lösungsansatz mit einem drahtlosen System (SKF Insight Rail). Dieses analysiert kontinuierlich den aktuellen Zustand der Radsatzlager und erkennt einsetzenden Verschleiß in einem extremen Frühstadium. Dadurch kann es nicht nur überraschenden Ausfällen vorbeugen, sondern auch helfen, die Wartungsphasen auszudehnen – nämlich auf vorhersehbare Zeitpunkte, zu denen der zustandsbedingte Austausch eines Radsatzlagers tatsächlich erforderlich ist.

Bei SKF Insight Rail handelt es sich im Kern um kleine Sensoreinheiten, die Beschleunigung sowie Temperatur messen. Die Sensoren lassen sich leicht und schnell (Abb. 3) an den Radsatzlagereinheiten montieren beziehungsweise nachrüsten.

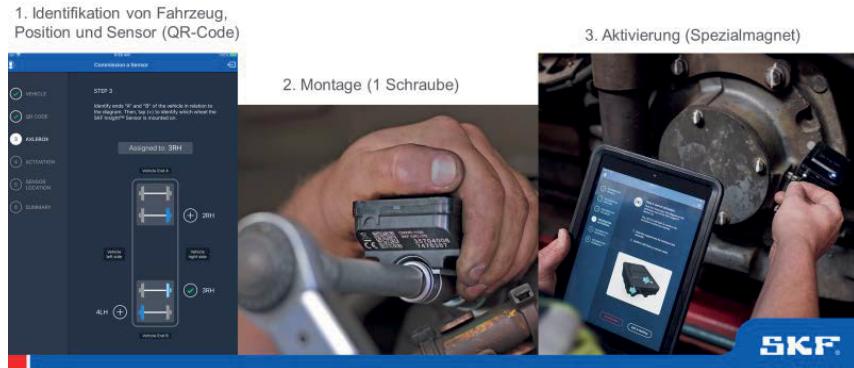


Abb. 3: Installation von SKF Insight Rail

Jeder einzelne Sensor ist netzwerkfähig und kann drahtlos über das GSM-Netz direkt mit der Cloud kommunizieren. Die Stromversorgung erfolgt über eine integrierte, langlebige Batterie. Das macht einen ebenso umständlichen wie kostenintensiven und schadensanfälligen Verkabelungsaufwand überflüssig. Dafür muss man allerdings umfangreiche Vorüberlegungen und Tests durchführen, und Abwägen, wie häufig was gemessen und in welchen Intervallen wieviele Daten übertragen werden können. Zudem ist jeder einzelne Sensor mit einem GPS-Modul ausgestattet, das Rückschlüsse auf die Geschwindigkeit bzw. über den Raddurchmesser auf die Drehzahl ermöglicht.

Mit Hilfe des Hüllkurvenverfahrens lassen sich Lagerschäden frühzeitig aufzeigen. Dabei wird eine Standard-Schwingbeschleunigungsmessung über einen Bandpass gefiltert, der unerwünschte Signalanteile unterdrückt. Anschließend wird die Hüllkurve des Signals gebildet. Durch dieses Verfahren kann man sogar sehr präzise ermitteln, welche Lagerkomponente genau von einem sich anbahnenden Schaden betroffen ist; also beispielsweise Rolle, Käfig oder auch Außen- beziehungsweise Innenringlaufbahn. Abgesehen von reinen Lagerfehlern kann ein solches System zudem Flachstellen oder Ovalitäten an den Rädern (wie sie z.B. beim Abbremsen entstehen können) erkennen (Abb. 4). Für diese Erkennung können auch die bereits eingangs erwähnten stationären Systeme genutzt werden, die allerdings wesentlich aufwändiger sind.



Abb. 4: Beispiele für erkannte Rad- und Lagerschäden

Die entlang des Zuges gesammelten Sensordaten lassen sich problemlos an eine Ferndiagnosezentrale übertragen. Da kaum ein Bahnbetreiber über die erforderlichen Ressourcen bzw. Spezialkenntnisse verfügt, um die anfallenden Datenmengen zeitnah und kompetent auszuwerten beziehungsweise zu interpretieren, bieten auch Spezialisten, wie z.B. SKF eine hochqualifizierte Online-Überwachung und -Beratung via Cloud an. So muss sich der Bahnbetreiber nicht mehr selbst mit der Verarbeitung und Interpretation der Vielzahl von Daten beschäftigen.

3. Fahrzeugüberwachung

Zur Fahrzeugüberwachung gehört mehr als die im letzten Kapitel skizzierte Rad- und Radsatzüberwachung, nämlich die Überwachung des kompletten Antriebstranges. Dazu gehören insbesondere auch Fahrmotoren, Getriebe, Verzahnungen, Kupplungen und Kardanwellen (Abb. 5). Da sich der Umfang der Überwachung und die Anzahl der überwachten Komponenten, dem der stationären Anlagen ähnelt, können prinzipiell ähnliche Systeme zu deren Überwachung verwendet werden. Hier ist allerdings zu beachten, dass diese Systeme hinreichend robust und bezüglich der Anforderungen und Zulassungen der Bahnindustrie modifiziert werden. Beispielhaft sei hier das System SKF IMx-R genannt, welches mittlerweile seit 2010 und nunmehr in der 3. Generation auf Schienenfahrzeugen im Einsatz ist. Dieses basiert auf dem stationären System IMx-16plus und erlaubt die Überwachung von bis zu 16 Beschleunigungsaufnehmern, was i.d.R. reicht, um 2 komplette Drehgestelle zu überwachen.

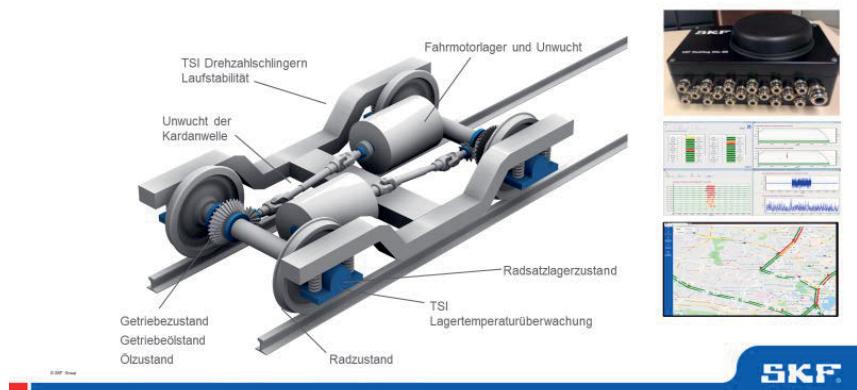


Abb. 5: Fahrzeugüberwachung

4. Fahrwegeüberwachung

Der Zustand der Fahrwege, sprich Gleise und Oberbau, wird seit vielen Jahren durch Messfahrten von besonders dafür ausgerüsteten Zügen überwacht. Diese Züge sind teuer, die Fahrten aufwendig und dadurch die Überwachung nicht immer lückenlos. Daher haben Überwachungssysteme Einzug erhalten, die auf Fahrzeugen im Regelbetrieb installiert sind und somit kontinuierlich Zustandsdaten liefern können.



Quelle: Jens Goldenbohm, SKF

Abb. 6: Schlupfwelle

SKF hat in diesem Bereich das „Track Monitoring“ entwickelt, welches Unregelmäßigkeiten im Rad-Schiene-Kontakt entdecken und lokalisieren kann.

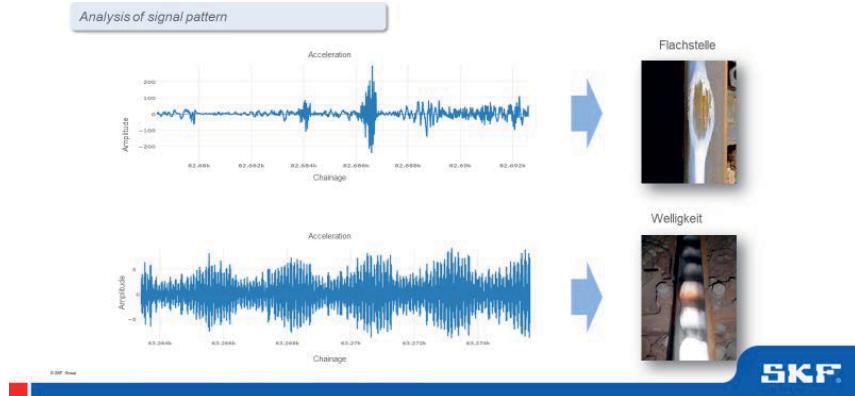


Abb. 7: Diagnosebeispiele

Auch hier werden die Schwingungen über Aufnehmer am Drehgestell gemessen und auf typische Muster untersucht und erkannt wird, ob die Daten z.B. auf Flachstellen oder Schlupfwellen hinweisen (Abb. 6 und Abb 7). Der Betreiber wird mit einer Ortsangabe über diese Unregelmäßigkeiten informiert und kann somit zeitnah Gegenmaßnahmen einleiten. Dies geschieht in der Praxis in der Leitwarte oder in der Fahrweg-Instandsetzung und wird zusätzlich mit entsprechenden Dashboards und Karten in verschiedenen Detaillierungsstufen visualisiert (Abb. 8).

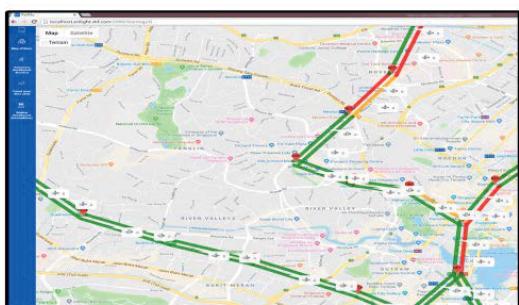


Abb. 8: Visualisierung im Dashboard

Anders als bei der Fahrzeugüberwachung ist hier jedoch eine Verortung der Daten erforderlich. Dies kann prinzipiell durch 3 Methoden erfolgen: über GPS, über Impulse aus der Lagereinheit oder über Daten aus dem Fahrzeug selber.

Die Verortung über GPS ist am einfachsten nachrüstbar, funktioniert jedoch nicht in Unterführungen und Tunneln, ist also speziell für einen U-Bahn Fahrweg nicht verwendbar. Die Verortung über das Fahrzeug selber bedingt sowohl eine entsprechende Ausrüstung des Fahrzeuges als auch eine geeignete Schnittstelle, um Orts und Zustandsdaten zu synchronisieren. Als letzte Möglichkeit bietet sich an, die Referenzierung über eine Wegmessung direkt aus dem Lager vorzunehmen. Dies erfordert jedoch gewisse Nachrüstungen an der Lagereinheit und bedingt, dass sich das Fahrzeug nur auf einem vorher definierten Streckenabschnitt bewegt.

Ein weiterer Anwendungsfall ist schließlich die Überwachung von lärmkritischen Kurven, bei denen die Anregung der Räder durch den sogenannten Stick-Slip-Effekt auf dem Schienenkopf oder auch durch das Anlaufen der Spurkränze an der Bogenaussenschiene zum lästigen Kurvenquietschen führt. Gerade im innerstädtischen Bereich bei z.B. Straßenbahnen wird der Lärmpegel von Anwohnern nicht mehr toleriert.

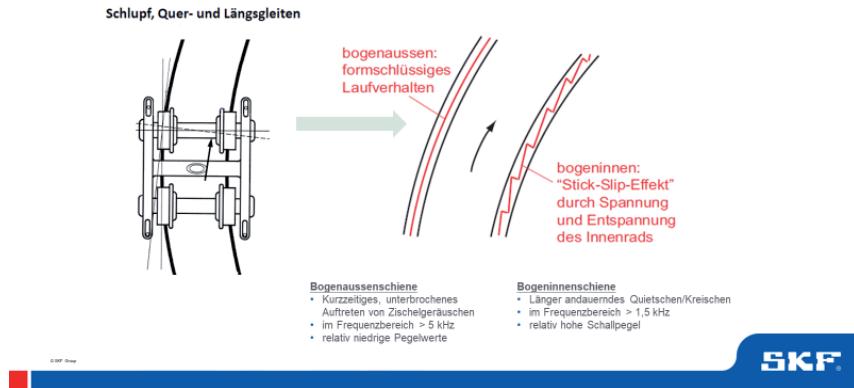


Abb. 9: Entstehung von Kurvenquietschen

Neben den schon genannten Beschleunigungsaufnehmern werden hier noch in der Nähe der Räder Mikrophone installiert, die das Kurvenquietschen erfassen.

Somit können zunächst lärmkritische Kurven lokalisiert und über ein Noise Mapping visualisiert werden. Damit erhält man eine Lärmkartierung basierend auf Messungen und nicht wie sonst üblich, basierend auf Berechnungen.

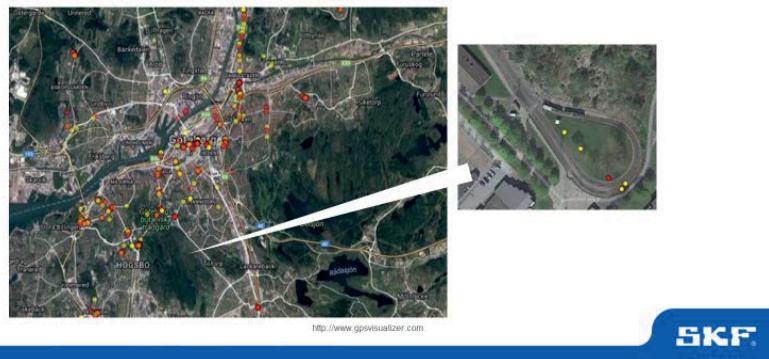


Abb. 10: „Noise Mapping“

Später, nachdem Gegenmaßnahmen wie z.B. das Schienenkopfkonditionieren oder Spurkranzschmieren umgesetzt worden sind, können diese Maßnahmen und deren Wirksamkeit überwacht werden.

Auch hierzu gibt es bereits entsprechende Lösungen – fahrzeuggebundene Schmieranlagen oder auch stationäre Schienenschmieranlagen in der Kurve.

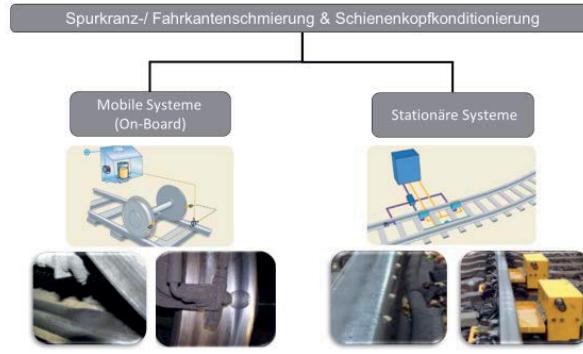


Abb. 11: Schmierung und Reibwertmodifizierer

Schadensmerkmale an gleitgelagerten Kraft- und Antriebsmaschinen

Dipl.-Ing. (FH) **Clemens Bueren**, Dipl.-Ing. **Jens Pfeiffer**,
Fachgruppe Analyse/Diagnose, Siempelkamp NIS Ingenieur-
gesellschaft mbH, Standort Essen

Kurzfassung

Exemplarisch wird die aktuelle Situation, der Stand der Technik in der Schwingungsüberwachung und die Schadensfrüherkennung an gleitgelagerten Turbomaschinen erläutert. Mit Hilfe von typischen Schwingungsbildern und Erfahrungsmustern kann ein Fehler erkannt werden, obwohl Schwingungsamplituden keine hohen Werte zeigen.

Abstract

The current situation and state of the art in vibration monitoring and early damage detection on turbomachinery with plain bearings will be explained in practice. With the help of typical vibration patterns and experience data, an error can be detected even though vibration amplitudes do not show high values.

1. Einleitung

Der Vortrag beschreibt die Situation im Bereich schnelllaufender, großer Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Gleitlagerung. Im Bereich dieser Maschinen wird das Schwingungsverhalten meist anhand von Grenzwerten der Normenreihe DIN ISO 20816 (DIN ISO 10816 bzw. 7919) beurteilt. Dabei wird diesen globalen Grenzwerten eine große Bedeutung zugemessen, obwohl diese nur im jeweiligen Anhang der Norm geführt werden. So werden in der Praxis Diskussionen über Schwingungsphänomene häufig auf einen simplen Vergleich mit diesen vorgeschlagenen Grenzwerten reduziert. Diese Sichtweise berücksichtigt in zu geringem Maße die Anwendung moderner Analysemethoden, die Schadensmerkmale im Schwingungsbild erkennst und die Nutzung großer Datenmengen und Kennwerte anwendet. Im Gegensatz dazu ist die Betrachtung von Schadensmerkmalen im Bereich der wälzgelagerten Maschinen längst eine verbreitete Methode. Gleitgelagerte Maschinen werden aber häufig nur nach der Amplitudenhöhe überwacht und höchstens im Schadensfall, oder bei Überschreitung von Grenzwerten, einer diagnostischen Untersuchung unterzogen. Der Beitrag wirbt dafür, die Methoden der

Schwingungsdiagnose anzuwenden, selbst wenn die jeweiligen Amplitudenwerte einer gleitgelagerten Maschine weit unter den jeweiligen Grenzwerten liegen.

Anhand von Beispielen unter 2.3.1 werden typische Schwingungsbilder vorgestellt, die eine Früherkennung von Schäden zulassen.

2. Schwingungsdiagnose gleitgelagerter Turbomaschinen

Kraft- und Arbeitsmaschinen, als schnelllaufende Strömungsmaschinen, sind in aller Regel gleitgelagert und werden direkt oder über ein Zwischengetriebe von einem Elektromotor angetrieben bzw. treiben einen gleitgelagerten Generator oder eine Arbeitsmaschine (z.B. Verdichter) an.

Methoden der Schwingungsdiagnose für gleitgelagerte Strömungsmaschinen wurden in den letzten Jahrzehnten hauptsächlich im Umfeld großer fossiler oder nuklear betriebener Kraftwerksturbinen entwickelt. Aufgrund der geringen Anzahl dieser Anlagen und der spezifischen Randbedingungen blieb die Schwingungsdiagnose und das Erkennen relevanter Schadensmerkmale einigen wenigen Spezialisten vorbehalten, die dafür Auswertesysteme verwendeten, welche die wichtigsten Kennwerte aus dem Schwingungssignal berechnen und darstellen können. Die Erkennung der Schadensmerkmale erfolgt allerdings fast ausschließlich aufgrund der Amplitudenhöhe der jeweiligen Kennwerte oder im günstigsten Falle durch Analyse eines Experten. Diese Experten beziehen sich bei ihrer Beurteilung nicht nur auf die Amplitudenhöhe, sondern setzen die Kennwerte mit anderen Betriebskennzahlen in Beziehung. Dabei wird meist der kurz- oder langfristigen Veränderung dieser Kennwerte Beachtung geschenkt. Die Entwicklung im europäischen Energiemarkt wird, die Rolle der großen fossilen und nuklear betriebenen Dampfturbinen, sukzessive zugunsten kleinerer, dezentraler Anlagen, wie z.B. Biomasse-, Müll-Heizkraftwerke und GuD-Anlagen verschieben. Dabei wird diesen vergleichsweise kleinen Dampf- und Gasturbosätzen, eine besondere Bedeutung zufallen. Diese Anlagen können, als wichtige Ergänzung zu Windkraftanlagen oder Photovoltaik, eine zuverlässige Grundlastversorgung liefern. Allerdings gibt es nur wenige Konzepte, diese Anlagen mit einer vergleichbaren Diagnosegüte zu überwachen, wie dies aktuell noch bei den meisten großen Dampfturbosätzen erfolgt. Hier wird es bei der Fülle der Anlagen notwendig sein, eine teilautomatisierte Erkennung von schadensrelevanten Schwingungsbildern zu entwickeln, um eine zuverlässige Schadensfrüherkennung zu ermöglichen. Die besondere Herausforderung besteht darin, der Industrie Systeme bereitzustellen, die eine zuverlässige Messwerterfassung und Verrechnung der notwendigen Kennwerte bei hoher zeitlicher Auflösung der Daten liefert. Diese müssen, für Praktiker und Experten, einfach verfügbare Darstellungen liefern und die Analyse unterstützen. Da diese kleinen, dezentralen Energieerzeugungsanlagen ein deutlich

geringeres Investitionsvolumen, als eine große zentrale Anlage finanzieren können, müssen Schwingungsdiagnosesysteme hinsichtlich Anschaffungspreis, Installationsaufwand und Betreuung für den Kunden attraktiv sein.

2.2 Aktueller Stand der Technik in der Schwingungsbeurteilung

Die wichtigsten Kennwerte für die Überwachung dieser Anlagen sind die Ergebnisse einer Ordnungsanalyse. Hier sind insbesondere die 0,5 – 3 fachen Schwingamplituden der Drehfrequenz, sowie der jeweilige Phasenwinkel von besonderer Bedeutung [4], [5]. Gleichzeitig wird aber auch die gesamte Frequenzinformation in Form von hochauflösten Frequenzspektren für die Beurteilung benötigt. Bei Verwendung von Wirbelstromsensoren zur Erfassung der relativen Wellenschwingung kommt zusätzlich dem statischen Abstand (Sensor-Wellenoberfläche) als sog. GAP eine besondere Bedeutung zu. Weitere Kennwerte und Darstellungsformen, wie der Gesamtschwingungswert, der Restwert und die sogenannte Shaft-Centerline sind in der Anwendung etabliert [1], [2].

Im Bereich gleitgelagerter Maschinen können nur wenige mathematische bzw. kinematische Abhängigkeiten und Berechnungen genutzt werden, die zuverlässig eine Früherkennung von Schäden zulassen. In der Praxis reduziert sich die Diskussion bezüglich der Schwingungsfrüherkennung hauptsächlich auf die Höhe der Gesamtschwingungsamplitude der Wellen- und Lagergehäuseschwingungen. Bei Diskussionen über zulässige Werte und Erkennung von Schäden wird dabei in aller Regel die Normenreihe DIN ISO 20816 (bzw. DIN ISO 7919 bzw. DIN ISO 10816) herangezogen [3]. Leider ist in der täglichen Praxis zu beobachten, dass sich die Diskussionen nahezu ausschließlich auf den Anhang dieser Normen begrenzt, da meist Amplitudenhöhen in Form von Zonengrenzen (Zonen A- D) bewertet werden. Wichtige Inhalte der Norm, die zum Beispiel die Verwendung von Kennwerten in Form von Ordnungsspektren, oder auch den Bezug zur Fahrweise empfiehlt, werden in der Praxis kaum beachtet [5].

Im Gegensatz dazu hat die Schwingungsdiagnose in Bezug auf die Schadensfrüherkennung an wälzgelagerten Maschinen und Getrieben in den letzten Jahrzehnten große Fortschritte gemacht. Die Etablierung von Schadensmerkmalen mit mathematischen Bezügen zur Konstruktion und Kinematik der Anlagen hat in der sog. Maschinendiagnose Möglichkeiten der (halb-) automatisierten Schadensfrüherkennung bereitgestellt. Als Beispiel kann hierfür die Erkennung eines Zahnausbruches an einem Getrieberad dienen. Eines der hinreichenden Schwingungsbilder, die diesen Schaden anzeigen, sind Seitenbänder neben der sog. Zahneingriffsfrequenz mit dem Frequenzabstand der Drehzahl. D. h. eine Schwingungsüberwachung konzentriert sich auf ein Schwingungsbild, welches bei Auftreten des Schadens vorhersagbar

ist. Die Schwingungsüberwachung kann sich also auf das Vorhandensein dieses Schadensmerkmals bzw. der Schadfrequenz (im Beispiel Seitenbänder, harmonische Zahneingriffsfrequenz) konzentrieren. Hier spielt die Amplitudenhöhe der Merkmalsfrequenz, oder die Höhe des Gesamtschwingungswertes, eine untergeordnete Rolle.

2.3 Möglichkeiten der Schadensfrüherkennung

Voraussetzungen für eine leistungsfähige Schwingungsdiagnose sind Speicherung und Darstellung der Schwingungskennwerte, vollständige Frequenzanalysen zusammen mit relevanten Betriebsdaten, in hoher zeitlicher Auflösung. Anders als bei der klassischen Maschinendiagnose muss bei einer gleitgelagerten Turbomaschine stets von der Möglichkeit eines plötzlichen Schadenseintrittes ausgegangen werden. Deshalb verwendet die Siempelkamp NIS in ihrem neuen Schwingungsdiagnosesystem STUDIS-SE im Standardfall eine Datenspeicherrate von 1Wert/sec. Darüber hinaus wird die gesamte Schwingungsinformation (komplettes hochabgetastetes Zeitsignal) für min. 4 Wochen für eine notwendige Tiefenanalyse bereitgehalten.

Die folgenden Praxisbeispiele sind so ausgewählt, dass deutlich wird, dass die Amplitudenhöhe der Gesamtschwingung hier nicht als alleiniges Kriterium für eine Schadensentwicklung, oder für einen Fehler in der Betriebsweise, herangezogen werden kann.

Beispiel A:

An einem Dampfturbosatz zeigte sich über 7 Monate eine auffällige Veränderung des sog. GAP (statischer Wellenabstand) eines einzelnen Wirbelstromsensors. Zeitweise war noch eine Auffälligkeit in der Lagertemperatur eines Sensors (insgesamt 4 Messstellen) sowie eine Dampfundichtigkeit an der Labyrinthdichtung zu beobachten. Die ersten Überlegungen des Betreibers legten eine Störung der jeweiligen Sensoren, aufgrund der Temperaturbelastung durch die Undichtigkeit, nahe. Die Schwingungsamplituden wiesen ein schwankendes, aber niedriges, Schwingungsniveau auf. Durch Darstellung der beiden GAP Werte in der sog. Shaft-Centerline Darstellung, Betrachtung der Wellenbahn (sog. Orbit) und der Analyse der ersten Anfahrt konnte von den Experten im NIS Servicecenter ein fortschreitender Schaden am Gleitlager (hier Kippsegmentlager) sicher erkannt werden.

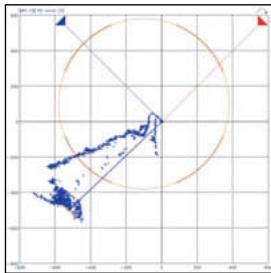


Bild 1: Shaft Centerline Kurve



Bild 2: Schadensausprägung Gleitlagersegment

Beispiel B:

Durch Beobachtung der Schaufeleigenfrequenz konnte an einem Saugzug (Großventilator) ein Anriß einer Schaufel erkannt werden, bevor es zum vollständigen Abriss gekommen ist. Dies wurde durch die Auswertung des vollständigen Schwingungssignals im online Modus möglich, bei dem das Zeitsignal mit 256 Sample/Wellenumdrehung erfasst und als sog. FFT Spektrogramm dargestellt wird. Diese Methode lässt, über die Erkennung des Frequenzbandes, welches die Schaufeleigenfrequenz symbolisiert, eine Dauerüberwachung zu.

Beispiel C:

An einer Verdichteranlage eines Hochofens kam es im Anfahrvorgang zu kurzzeitig stark erhöhten Schwingungen, die zur Abschaltung der Maschine führten. Mit der betrieblichen Schwingungsüberwachungseinrichtung, die nur den Gesamtschwingungswert zur Anzeige bringt, konnte keine weitere Ursachenanalyse durchgeführt werden. Da vom Betreiber und vom Hersteller ein Abriss einer oder mehrerer Verdichterschaufeln vermutet wurde, wurde die Anlage sofort stillgesetzt. Aufgrund einer Abnahmemessung war ein vollwertiges Schwingungsdiagnosesystem STUDIS-SE installiert. Mit Hilfe der hochauflösten Zeitsignale der Messung konnte das Schwingungssignal für den Abschaltfall detailliert untersucht werden. Es konnte nachgewiesen werden, dass die 1f (drehharmonische) Komponente kaum Anteil an den hohen Gesamtschwingungen im Abschaltfall hatte, insofern konnte ein möglicher Schaufelschaden sicher ausgeschlossen werden. Die Tiefenanalyse und der Vergleich mit dem Anlagenkennfeld zeigte im Anfahrbetrieb eine subharmonische Amplitude (Frequenzen unterhalb der Drehfrequenz), die nur bei einer Betriebsweise mit wenig Gegendruck bzw. in der Nähe der sog. Choking Line vorlag. Die auffällige subharmonische Frequenz wies eine Signatur bei

dem 0,3 – 0,4 fachen der Drehfrequenz auf. Auffälligkeiten in diesen Frequenzbereichen können auf strömungsbedingte Instabilitäten zurückgeführt werden, die zudem mit einer Eigenfrequenz des Rotors (sog. kritische Drehzahl) zusammenfiel.

Mit diesen Informationen konnten Betreiber und Hersteller die Anfahrkurve so verändern, dass auch im Anfahrbetrieb ein Betrieb im sicheren Kennfeldbereich des Verdichters gewährleistet ist.

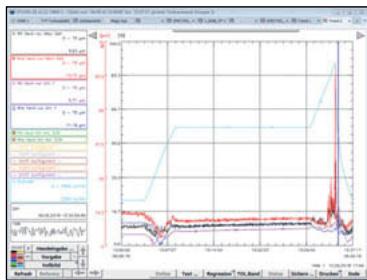


Bild 3: Schwingungsanstieg im Hochlauf

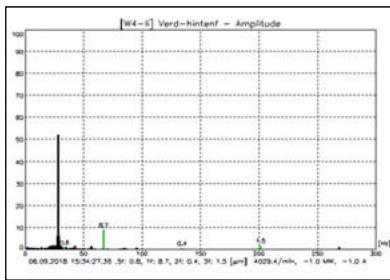


Bild 4: Schwingungsspektrum im Ausfallzeitpunkt

3. Schlußfolgerung

Der eigentliche Sinn der Schwingungsdiagnose besteht darin, frühzeitig Schadenshinweise im Schwingungssignal zu erkennen, um Einfluss auf Betriebsweise oder Instandhaltungsplanung nehmen zu können.

Im Bereich gleitgelagerter Turbomaschinen gibt es keine eindeutigen kinematischen Abhängigkeiten zur Schadenserkennung.

Aufgrund der vorhandenen Erfahrungen, gibt es aber eine Fülle von typischen Schwingungsbildern, die eine Schadensfrüherkennung zulassen.

Die wichtigsten Schwingungsbilder werden zukünftig in der Richtlinie VDI 3839-3 „Schwingungsbilder bei Dampf- und Gasturbinen“ zusammengefasst und beschrieben [3].

Mit Hilfe von Merkmalsbibliotheken sind Vorauswertungen möglich, so dass zukünftig Methoden der halb-automatischen Schwingungsdiagnose bei gleitgelagerten Turbomaschinen möglich sind.

Die finale Entscheidung, ob tatsächlich ein Schaden oder eine ungünstige Betriebsweise vorliegt, wird aber weiterhin der Tiefenanalyse eines Experten vorbehalten bleiben.

Literatur:

- [1] Weigel, Olsen, Dr.M., U.: Grundlagen der Schwingungsanalyse und Schwingungsdiagnose an Kraftwerksturbosätzen, Eigenverlag Mai 2013
- [2] Bently, D: Fundamentals of Rotating machinery diagnostics, Bently Pressurized Bearing Company 2002
- [3] Entwurf VDI Richtlinie 3839-3
- [4] Unterlagen Schwingungsdiagnoseworkshop, Siempelkamp NIS März 2019
- [5] DIN ISO 20816-2: Mech. Schwingungen- Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen Teil 2; Januar 2018

Simulation von Schwerhörigkeit und deren Auswirkungen auf Distorsionsprodukt-otoakustische Emissionen in einem hydrodynamischen Innenohrmodell

Simulation of hearing-loss and its impact on distortion-product otoacoustic emissions using a hydrodynamic inner-ear model

D. Zelle M.Sc., Dr.-Ing. **E. Dalhoff**, Prof. Dr. **A. W. Gummer**,
Universitätsklinik für Hals-, Nasen- und Ohrenheilkunde, Tübingen;
Prof. Dr.-Ing. **M. Beitelschmidt**, Institut für Festkörpermechanik,
Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Distorsionsprodukt-otoakustische Emissionen (DPOAE) sind Schallsignale, die in der Hörschnecke durch nichtlineare Verstärkung von Schwingungen entstehen und im Gehörgang messbar sind. DPOAE ermöglichen eine objektive Bewertung des mechanischen Zustands des Innenohres. Diese Arbeit stellt ein hydrodynamisches Modell der menschlichen Hörschnecke mit einem vereinfachten Mittelohrmodell vor, mit dem Innen- und Mittelohrfunktionsstörungen simuliert werden können. Numerische Simulation von DPOAE-Wachstumsfunktionen zeigt einen signifikanten linearen Zusammenhang der DPOAE-Schwellenänderung mit dem Verstärkungsverlust der Hörschnecke und dem Schallleitungsverlust des Mittelohres.

Abstract

Distortion-product otoacoustic emissions (DPOAEs) are sound signals in the ear canal arising due to nonlinear amplification of oscillations in the cochlea. DPOAEs enable an objective assessment of the mechanical state of the inner ear. Here, inner and middle-ear dysfunctions are simulated using a hydrodynamic model of the human cochlea coupled to a simplified middle-ear model. Numerical simulation of DPOAE input-output functions reveals a significant linear relationship of the change of DPOAE thresholds with the loss of amplification provided by the cochlea and the conductive hearing loss as a result of middle-ear impairment.

1. Einleitung

Distorsionsprodukt-otoakustische Emissionen (DPOAE) sind im Gehörgang messbare Schallsignale, die bei Anregung der flüssigkeitsgefüllten Hörschnecke (Cochlea) des Innenohres mit

zwei Tönen der Frequenzen f_1 und f_2 ($f_2/f_1 = 1,2$) als Begleiterscheinung der nichtlinearen Verstärkung von Schwingungen der Basilarmembran (BM) entstehen [1]. Am Trommelfell ein-treffender Schall wird über eine periodische Auslenkung der Steigbügelfußplatte auf die Innenohrflüssigkeit übertragen und führt zu einem charakteristischen Schwingungsmuster entlang der BM, der sogenannten Wanderwelle (Bild 1A). Die Steifigkeit der BM nimmt mit zunehmendem Abstand von der Schneckenbasis ab und ergibt ortsabhängige Resonanzfrequenzen. Die frequenzspezifische Position des Wanderwellenmaximums auf der BM bildet die Grundlage für die Frequenzanalyse des Gehörs, bei der hochfrequente Töne an der Schneckenbasis und niederfrequente Töne am Schnckenende abgebildet werden [2, 3].

In der Nähe des Wanderwellenmaximums wird bei Anregungspegeln unterhalb von etwa 60 bis 80 dB SPL die BM-Schwingungsamplitude lokal verstärkt [3], wodurch die inneren Haarsinneszellen (IHZ) im Corti-Organ (Bild 1B) in der Scala media (SM) angeregt werden. Die IHZ wandeln den mechanischen in einen bioelektrischen Reiz um und führen somit zu einem Schallempfinden. Die den Verstärkungsprozess bereitstellenden biomechanischen Strukturen werden als cochlearer Verstärker (CA) bezeichnet [1, 3] und ermöglichen die hohe Sensitivität, hohe Frequenzauflösung und den großen Dynamikbereich des Gehörs [3]. Mittels DPOAE-Wachstumsfunktionen bei der kubischen Differenzfrequenz $f_{DP} = 2f_1 - f_2$ können Distorsionsproduktsschwellen (EDPT) geschätzt werden, die den funktionellen Zustand des CA quantifizieren und signifikant mit den Hörschwellen korrelieren [4].

Experimentelle Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen EDPT und Hörschwelle erfordern jedoch eine große Anzahl von Probanden und werden durch Kalibrierungsgenauigkeiten, Umgebungsrauschen, die Vielzahl der wählbaren Anregungsparameter sowie Welleninterferenz verschiedener zum DPOAE-Signal beitragender Komponenten eingeschränkt [4]. Die vorliegende Arbeit stellt ein hydrodynamisches Modell der menschlichen Hörschnecke mit einem vereinfachten Mittelohrmodell vor, mit dem die Auswirkungen von Innen- und Mittelohrfunktionsstörungen auf Schwingungen in der Hörschnecke und DPOAE im Gehörgang ohne technische oder biologische Störsignale simuliert werden können.

2. Methoden

2.1. Hydrodynamisches Modell der Hörschnecke

Das hydrodynamische Modell der Hörschnecke zur Simulation von DPOAE bildet zwei Bewegungsformen durch mechanische, longitudinal gekoppelte Oszillatoren nach. Die Bewegungsgleichung der transversalen BM-Auslenkung q_y ist durch

$$F(x, t) = m(x)\ddot{q}_y(x, t) + [d(x) + \partial_x s(x)\partial_x]\dot{q}_y(x, t) + k(x)q_y(x, t) \quad (1)$$

für die auf die BM-Länge normierte Longitudinalkoordinate x (Bild 1A) gegeben und wird durch die Massedichte $m(x)$ des Corti-Organs, die viskose Dämpfung $d(x)$ der cochleären Fluide und die BM-Steifigkeit $k(x)$ charakterisiert. Die Oszillatoren sind durch die hydrodynamische Kraftdichte $F_H(x, t)$ und den viskosen Scherwiderstand $s(x)$ longitudinal gekoppelt [5]. Die auf die BM wirkende Kraftdichte $F(x, t)$ setzt sich aus $F_H(x, t)$ und der, den CA nachbildenden, Kraftdichte $F_{CA}(x, t)$ zusammen. $F_{CA}(x, t)$ ist eine Funktion der radialen Stereozilienauslenkung q_z der äußeren Haarsinneszellen (ÄHZ), die durch die Bewegungsgleichung

$$-g_{TM}(x)\ddot{q}_y(x, t) = \ddot{q}_z(x, t) + \left[\gamma_{TM}(x) + \frac{\partial_x s_{TM}(x) \partial_x}{m_{TM}(x)} \right] \dot{q}_z(x, t) + \omega_{TM}^2(x) q_z(x, t) \quad (2)$$

definiert ist. In Gl. (2) sind $\gamma_{TM}(x)$ und $\omega_{TM}(x)$ die Dämpfung bzw. die Resonanzfrequenz der Tektorialmembran (TM) [6]. Die Stereoziliengesetzung wird analog zu den Arbeiten von Nobili u. a. [5, 6] durch die Trägheit der TM infolge der Rotation des Corti-Organs angeregt. Die BM-Beschleunigung \ddot{q}_y führt somit über den aus der Geometrie des Corti-Organs (Bild 1B) abgeleiteten Kopplungsfaktor [7]

$$g_{TM}(x) = \frac{b(x)m(x)}{h(x)m_{TM}(x)} \quad (3)$$

zu einer Anregung der Stereoziliengesetzung. Dabei sind $b(x)$ und $h(x)$ die effektive BM-Breite bzw. die Höhe des Corti-Organs. Für eine lokal begrenzte Wirkung des CA wird die Resonanzkreisfrequenz ω_{TM} so gewählt, dass sie am Abbildungsort x eine halbe Oktave unterhalb der BM-Resonanzkreisfrequenz liegt [8]. Dadurch führt der CA zu einer lokal begrenzten Anfangschung der BM-Bewegung in einem Bereich entlang der BM, in dem F_{CA} und F_H in Phase sind.

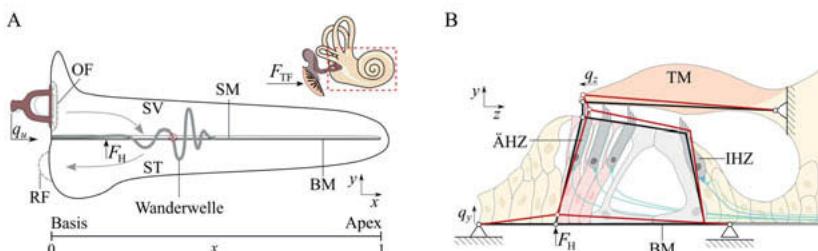


Bild 1: Schwingungsausbreitung in der Hörschnecke. A: ausgerollte Hörschnecke mit Wandwelle entlang der BM infolge einer periodischen Steigbügelauslenkung q_u . B: Querschnitt des Corti-Organs auf der BM (roter Kreis in A) mit vereinfachtem Zusammenhang zwischen transversaler BM-Auslenkung q_y und radialer Stereozilienauslenkung q_z nach Allen [7].

Aus der Bedingung $F_{\text{CA}}(x, t) \geq d(x)\dot{q}_y(x, t)$ zur Kompensation der viskosen Dämpfung durch den CA kann die Kraftdichte F_{CA} aus der linearen Kleinsignalverstärkung für niedrige Anregungspegel bestimmt werden [6]:

$$F_{\text{CA}}(x, t) = -\lambda(x) \frac{\gamma_{\text{TM}}(x)d(x)}{\beta a(x)g_{\text{TM}}(x)} S[q_w(x, t)]. \quad (4)$$

In Gl. (4) stellt $S[q_w(x, t)]$ mit $q_w(x, t) = a(x)q_z(x, t)$ die Nichtlinearität des CA (Bild 2A) nach Nobili u. a. [6] dar, β ist die Steigung im Ursprung von $S[\cdot]$ und $a(x)$ ist ein Normierungsfaktor, dessen Kehrwert der Stereozilienauslenkung entspricht, bei der $q_w(x, t) = 1$ annimmt. Mit dem empirisch gewählten Skalierungsfaktor $\lambda(x)$ (Bild 2B) wirkt $F_{\text{CA}}(x, t)$ zusätzlich den Scherwiderständen in Gl. (1) und (2) entgegen und führt auf die in Bild 2C dargestellte Verstärkung $V_{\text{CA}}(x)$ relativ zum passiven Modell ohne Verstärkung, d.h. mit $F_{\text{CA}}(x, t) = 0$.

Die Fluide in den Hohlräumen der Hörschnecke werden als inkompressibel und ihre Bewegung als wirbelfrei angenommen. Druckänderungen durch die Bewegung des Steigbügels am ovalen Fenster (Bild 1A, OF) in der Scala vestibuli (SV) breiten sich instantan zum runden Fenster (RF) in der Scala tympani (ST) über die Verbindung von SV und ST am Schneckenende aus. Der resultierende Differenzdruck führt zu einer Anregung der BM. Zusätzlich stellt die BM-Bewegung an der Stelle \tilde{x} eine lokale Druckquelle dar. Auf die BM an der Stelle x zum Zeitpunkt t wirkt demnach die hydrodynamische Kraftdichte

$$F_{\text{H}}(x, t) = G_S(x)\dot{q}_u(t) - \int_{\tilde{x}=0}^{\tilde{x}=1} G(x, \tilde{x}) \dot{q}_y(\tilde{x}, t) d\tilde{x} \quad (4)$$

mit der Steigbügelbeschleunigung $\dot{q}_u(t)$ und den hydrodynamischen Kopplungstermen $G_S(x)$ und $G(x, \tilde{x})$, die die Kraftwirkungen der Druckänderungen durch $\dot{q}_u(t)$ bei $x = 0$ und $\dot{q}_y(\tilde{x}, t)$ auf die BM an der Stelle x beschreiben [5, 6].

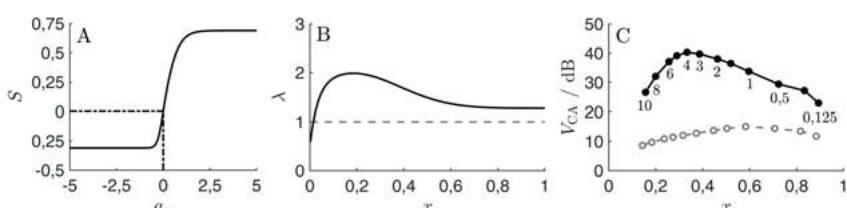


Bild 2: A: Nichtlinearität $S[q_w(x, t)]$ des CA. B: Skalierungsfaktor $\lambda(x)$ entlang der BM; graue Strichlinie: $\lambda(x) = 1$. C: Verstärkung $V_{\text{CA}}(x)$ relativ zum passiven Modell ($F_{\text{CA}} = 0$) für die in B dargestellten Verläufe von $\lambda(x)$. Ziffern: Anregungsfrequenz f in kHz.

2.2. Nachbildung der Mittelohrübertragung

Zur Nachbildung der Mittelohrübertragung im Zeitbereich wird der in Bild 3 dargestellte Mehrmassenschwinger verwendet. Dessen Parameter d_i , k_i , und m_i werden durch eine Ausgleichsrechnung im Frequenzbereich so bestimmt, dass das Modell die Übertragungsfunktion $H_{MO}(j\omega) = q_u(j\omega)P_{TF}^{-1}(j\omega)$ eines realistischen Finite-Elemente-Modells des Mittelohres nach Bornitz u. a. [9] möglichst gut approximiert. Dabei werden die Flächen des Trommelfells A_{TF} und der Steigbügelfußplatte A_S , die Masse des Steigbügels m_3 , die Steifigkeit k_4 und Dämpfung d_4 des Ringbandes sowie die Resistenz der Hörschnecke d_C vorgegeben. Die Trommelfellauslenkung $u_1(t)$ wird nach Talmadge u. a. [10] in einen Gehörgangsschalldruck $p_G(t)$ überführt und ermöglicht so die Simulation von DPOAE, die über die hydrodynamische Kraft $F_{H,0}$ an der Stelle $x = 0$ auf das Mittelohr eingekoppelt werden.

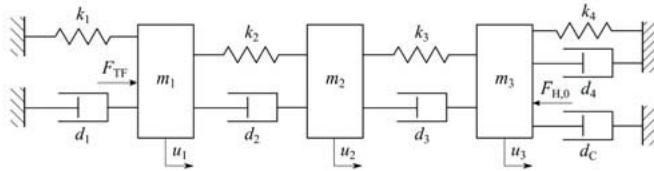


Bild 3: Vereinfachtes Mittelohrmodell. Die auf das Trommelfell wirkende Kraft F_{TF} führt zu einer Auslenkung der Gehörknöchelchen u_i ; $u_3 = q_u \cdot F_{H,0}$: von der Hörschnecke wirkende hydrodynamische Kraft auf den Steigbügel.

2.3. Numerische Simulation

Die Bewegungsgleichungen Gl. (1) und (2) werden äquidistant diskretisiert und in ein Differentialgleichungssystem erster Ordnung in expliziter Form überführt. Zur numerischen Lösung mithilfe des Dormand-Prince-Verfahrens wird MATLAB (Ver. 9.6, MathWorks, Natick, MA, USA) eingesetzt. Die Lösung wird im Zeitbereich mit einem handelsüblichen PC (Intel i5-6600, 3,30 GHz, 16 GB RAM) für $N = 300$ Elemente mit einer Abtastrate zwischen 26 und 156 kHz bei $f_2 = 1$ bzw. 6 kHz bestimmt. Analog zu experimentell erfassten DPOAE-Wachstumsfunktionen [4] werden DPOAE für elf Anregungspegel des f_2 -Tons zwischen $L_2 = 25$ und 75 dB SPL simuliert. Die Pegel L_1 des f_1 -Tons werden als Funktion von f_2 und L_2 gewählt, sodass sie maximale DPOAE-Amplituden erzeugen [11]. Im Modell werden zwei Ursachen von Schwerhörigkeit unterschiedlichen Schweregrades nachgebildet. Ein sukzessiver Verlust der cochleären Verstärkung durch die Manipulation $\lambda'(x) = \lambda(x) - c_k$ für $c_k = 0,05$ bis 1,65 simuliert eine Schallempfindungsstörung. Eine Schallleitungsstörung infolge einer Fixierung der Steigbügelfußplatte, beispielsweise durch eine Otosklerose, wird durch die Erhöhung der

Dämpfung und Steifigkeit des Ringbandes mit $d'_4 = \alpha d_4$ und $k'_4 = \alpha k_4$ für $\alpha = 1,25$ bis 10 simuliert.

3. Ergebnisse

3.1. Modelleigenschaften

Das Modell bildet experimentell beobachtete Schwingungsmuster der BM [3] für einen Frequenzbereich zwischen 0,125 und 10 kHz mit guter Übereinstimmung in der Frequenzortsabbildung der menschlichen Hörschnecke nach und liefert realistische Verstärkungswerte zwischen 0,5 und 6 kHz. Bild 4A zeigt eine mit $f = 2 kHz und } L = 35 \text{ dB SPL simulierte Wanderwelle für volle Modellverstärkung (Bild 2C, schwarze Linie). Eine abnehmende Verstärkung infolge einer Steigerung des Anregungspegels oder einer zunehmenden Dysfunktion des CA führt zu einer Verbreiterung der Wanderwelle in Richtung Schneckenbasis (graue Strichlinie in Bild 1A). Bei gleichzeitiger Anregung mit zwei Tönen der Frequenzen f_1 und f_2 entstehen im Überlappungsbereich der beiden ausgelösten Wanderwellen kubische Verzerrungsprodukte (Bild 4B), die über das Mittelohr in den Gehörgang übertragen werden (Bild 4C).$

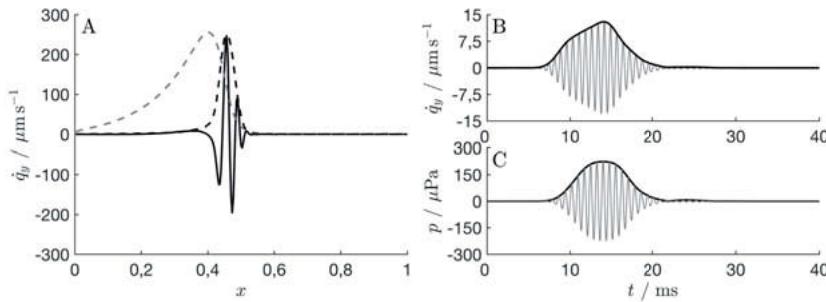


Bild 4: A: Simulierte Wanderwelle mit Hüllkurve (Strichlinie) im aktiven Modell bei harmonischer Anregung mit $L = 35 \text{ dB SPL}$ und $f = 2 \text{ kHz}$. Graue Strichlinie: Wanderwellenhüllkurve für $F_{CA}(x) = 0$ bei $L = 65 \text{ dB SPL}$ und $f = 2 \text{ kHz}$; B: BM-Geschwindigkeit des Distorsionsprodukts mit $f_{DP} = 1,33 \text{ kHz}$ am f_2 -Abbildungsort ($x = 0,47$, $f_2 = 2 \text{ kHz}$); $L_1 = 42 \text{ dB SPL}$, $L_2 = 30 \text{ dB SPL}$; C: DPOAE im Gehörgang für die Parameter in B.

3.2. Wachstumsfunktionen bei Schallempfindungsstörung

Bild 5 zeigt beispielhaft Wachstumsfunktionen der maximalen BM-Geschwindigkeit $\dot{q}_{y,\max}$ (A) bei harmonischer Anregung mit 2 kHz für das Modell mit voller Verstärkung sowie für durch Reduzierung von $\lambda(x)$ nachgebildete Schallempfindungsstörungen. Der CA bewirkt eine Steigerung von $\dot{q}_{y,\max}$ für niedrige Anregungspegel, die infolge der Sättigung des CA (Bild 2A) mit

steigendem Pegel abnimmt und sich dem Wachstumsverhalten des passiven Modells ohne Verstärkung (Strichpunktlinie, $\lambda(x) = 0$) annähert. In Bild 5B sind Wachstumsfunktionen der maximalen DPOAE-Amplitude (Bild 4C) für die in 5A verwendeten $\lambda(x)$ dargestellt, die durch Extrapolation ihres linearen Abschnitts (Punkte) mit Regressionsgeraden (Strichlinien) die EDPT-Bestimmung (Kreuze) ermöglichen. Eine Abnahme von F_{CA} bewirkt eine reduzierte Verstärkung bei niedrigen Pegeln, die zu einer Abnahme von DPOAE-Amplituden und somit zu einer Verschiebung der EDPT zu höheren L_2 -Werten in der gleichen Größenordnung führt. So gibt die EDPT-Änderung relativ zum EDPT bei voller Verstärkung mit $\Delta L_{EDPT} = 26,5$ dB den Verstärkungsverlust $\Delta V_{CA} = 31,4$ dB bei $L = 0$ dB SPL für $c_k = 1$ näherungsweise wieder.

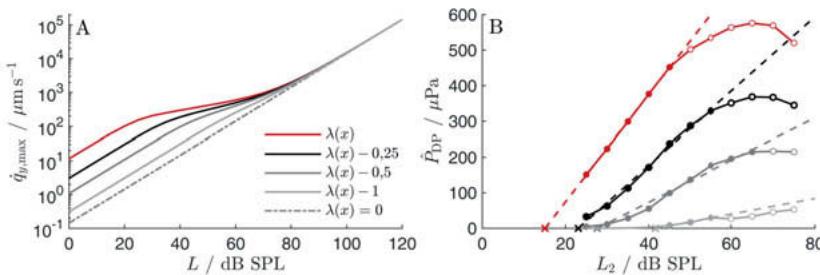


Bild 5: BM- und DPOAE-Wachstumsfunktionen bei zunehmendem Verstärkungsverlust durch abnehmendes $\lambda(x)$. A: Maximale BM-Geschwindigkeit $\dot{q}_{y,\max}$ als Funktion des Pegels L bei harmonischer Anregung mit $f = 2$ kHz (vgl. Bild 4A). B: Wachstumsfunktionen der DPOAE-Amplitude \hat{P}_{DP} (Punkte/Kreise: akzeptierte/ausgeschlossene DPOAE) mit Regressionsgerade (Strichlinie) und EDPT (Kreuze). Legende wie A.

3.3. Wachstumsfunktionen bei Schallleitungsschwerhörigkeit

Analog zur Visualisierung des Verstärkungsverlusts in Bild 5 kann der Einfluss einer Abnahme der Schallleitung (Bild 6A) infolge einer zunehmenden Fixierung der Steigbügelfußplatte auf DPOAE-Wachstumsfunktionen (Bild 6B) durch das Modell mithilfe einer Erhöhung von α abgebildet werden. Mit zunehmendem Schallleitungsverlust nimmt die Steigung s der DPOAE-Wachstumsfunktionen deutlich ab, jedoch ohne die sigmoidale Verformung, wie sie für DPOAE-Wachstumsfunktionen bei Abnahme der cochleären Verstärkung auftritt (vgl. Bild 5B). Dabei bildet ΔL_{EDPT} den Mittelohrübertragungsverlust ΔH_{MO} relativ zur physiologischen Übertragung ($\alpha = 1$) bei f_2 mit hoher Genauigkeit ab. So führt ein Schallleitungsverlust von $\Delta H_{MO} = 11,5$ dB bei 3 kHz für $\alpha = 10$ zu einem ΔL_{EDPT} von 12,6 dB (vgl. Bild 6A und 6B).

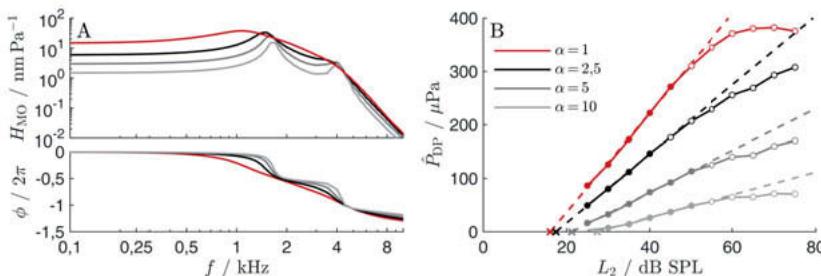


Bild 6: DPOAE-Wachstumsfunktionen bei abnehmender Mittelohrübertragung. A: Mittelohrübertragungsfunktion H_{MO} als Funktion von f für steigenden Skalierungsfaktor α der Ringbanddämpfung d_4 und -steifigkeit k_4 (Bild 3). B: DPOAE-Wachstumsfunktionen bei $f_2 = 3$ kHz für die in A dargestellten Übertragungsfunktionen analog zu Bild 5B.

3.4. Quantifizierung der Verstärkungs- und Schallleitungsverluste

Die in den Bildern 5 und 6 dargestellten Verstärkungs- und Schallleitungsverluste können mithilfe der Streudiagramme in Bild 7 quantifiziert werden, die die relativen Verstärkungs- und Schallleitungsverluste als Funktion der relativen Änderung der EDPT-Pegel bzw. der Wachstumsfunktionssteigerung für alle untersuchten Schweregrade abbilden. DPOAE-Wachstumsfunktionen werden in die statistische Analyse aufgenommen, wenn die Standardabweichung $\sigma_{EDPT} \leq 10$ dB bzw. der Variationskoeffizient $\sigma_s/s \leq 0,25$ ist. ΔL_{EDPT} weist einen signifikanten linearen Zusammenhang mit $\Delta V_{CA}(f_2)$ ($r^2 = 0,93$, $p < 0,001$; $\Delta V'_{CA} = [1,03 \pm 0,02]\Delta L_{EDPT} + [3,00 \pm 0,48]$ dB, Bild 7A) und $\Delta H_{MO}(f_2)$ ($r^2 = 0,88$, $p < 0,001$; $\Delta H'_{MO} = [1,00 \pm 0,03]\Delta L_{EDPT} + [1,01 \pm 0,16]$ dB, Bild 7C) auf.

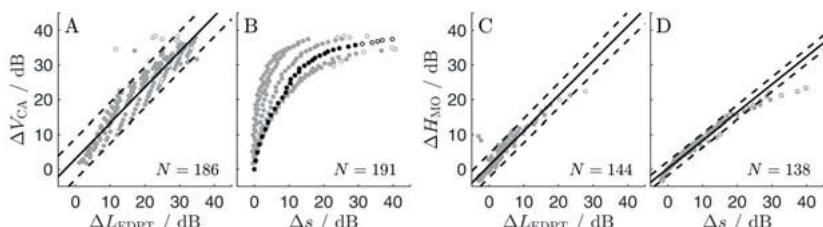


Bild 7: Relativer Verstärkungsverlust als Funktion der relativen EDPT-Änderung (A) und der relativen Änderung der Wachstumsfunktionssteigung (B). C und D: wie A und B, nur für die relative Änderung der Mittelohrübertragung. Kreise: von Regressionsanalyse ausgeschlossene Wachstumsfunktionen. Schwarze Linien/Strichlinien: Regressionsgeraden mit 95 %-Konfidenzintervall. Schwarze Punkte in B: Daten bei $f_2 = 2$ kHz.

Die Abnahme der Steigung Δs zeigt eine signifikante lineare Beziehung mit dem Schallleitungsverlust ΔH_{MO} bei f_{DP} ($r^2 = 0,97$, $p < 0,001$; $\Delta H_{MO} = [0,80 \pm 0,01]\Delta s + [0,22 \pm 0,12]$ dB). Der Verstärkungsverlust bei f_2 steht dagegen in einer logarithmischen Abhängigkeit mit Δs , die deutlich mit der Anregungsfrequenz variiert (Bild 7B). Die lineare Abhängigkeit der Schallempfindungs- und Schalleitungsverluste von ΔL_{EDPT} ermöglichen die Bestimmung von ΔV_{CA} und ΔH_{MO} anhand von DPOAE-Wachstumsfunktionen mit einem niedrigem Schätzfehler von 2,9 bzw. 1,7 dB, definiert als die Standardabweichung von $\Delta V'_{CA} - \Delta V_{CA}$ bzw. $\Delta H'_{MO} - \Delta H_{MO}$.

4. Diskussion

Mit zunehmendem Verstärkungsverlust zeigen DPOAE-Wachstumsfunktionen Formveränderungen, die ebenfalls in experimentellen Daten sichtbar werden, wenn die Anregungspiegeldifference $L_1 - L_2$ nicht optimal auf die DPOAE-Generierung angepasst wird [11] und somit eine verstärkte gegenseitige Unterdrückung der Anregungstöne in der Hörschnecke auftritt [3]. Im Vergleich zum Schallleitungsverlust führt dies zu einem höheren Schätzfehler, wenn der Verstärkungsverlust aus der EDPT-Änderung ermittelt wird. Der Vergleich des in dieser Arbeit bestimmten Schätzfehlers von 2,9 dB für eine Dysfunktion des CA mit dem in 20 normalhörenden und 21 schallempfindungsgestörten Ohren ermittelten Schätzfehler von 6,5 dB für die Vorhersage der Hörschwelle durch EDPT [4] zeigt, dass DPOAE-Wachstumsfunktionen basierend auf der DPOAE-Zeitbereichsanalyse für eine objektive Innenohrdiagnostik bis zur Signaltransduktion in den IHZ geeignet sind. Desweitern können EDPT-Änderungen Schallleitungsverluste bis etwa 20 dB mit hoher Genauigkeit abbilden. Eine Abnahme der Steigung der DPOAE-Wachstumsfunktionen scheint geeignet, um eine Schallleitungsstörung bei f_{DP} quantifizieren zu können [12]. Jedoch schränkt Δs bei einem Verstärkungsverlust die Genauigkeit der Steigung zur Diagnostik von Mittelohrfunktionsstörungen ein.

5. Schlussfolgerung

Mit dem entwickelten Modell der Hörschnecke können die Einflüsse von Mittel- und Innenohrschädigungen auf DPOAE-Zeitsignale und daraus abgeleitete Wachstumsfunktionen nachgebildet und quantifiziert werden. Die Simulationsergebnisse verdeutlichen erstmals die hohe Güte von aus dem Wachstumsverhalten von DPOAE-Zeitsignalen mittels linearer Extrapolation bestimmten EDPT zur Bewertung des funktionellen Zustands des Innenohres. DPOAE-Wachstumsfunktionen ermöglichen die Quantifizierung von geringgradigem Schallleitungsverlust und sind somit auch bei kombinierter Schwerhörigkeit infolge von simultan auftretenden Mittel- und Innenohrfunktionsstörungen anwendbar.

Danksagung

Die Autoren danken S. Oßmann und M. Bornitz für die Bereitstellung der Übertragungsfunktion aus ihrem Finite-Elemente-Mittelohrmodell. Diese Arbeit wurde durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG Da 487/4-1) gefördert.

Literaturangaben

- [1] Avan, P., Büki, B., Petit, C.: Auditory distortions: origins and functions. *Physiol Rev* 93 (2013), S. 1563–1619
- [2] Greenwood, D.: A cochlear frequency-position function for several species – 29 years later. *J Acoust Soc Am* 87 (1990), S. 2592–2605
- [3] Robles, L. und Ruggero, M. A.: Mechanics of the mammalian cochlea. *Physiol Rev* 81 (2001), S. 1305–1352
- [4] Zelle, D., Lorenz L., Thiericke, J. P., Gummer, A. W., Dalhoff, E.: Input-output functions of the nonlinear-distortion component of distortion-product otoacoustic emissions in normal and hearing-impaired human ears. *J Acoust Soc Am* 141 (2017), S. 3203–3219
- [5] Mammano, F. und Nobili, R.: Biophysics of the cochlea: linear approximation. *J Acoust Soc Am* 93 (1993), S. 3320–3332
- [6] Nobili, R., Vetešník, A., Turicchia, L., Mammano, F.: Otoacoustic emissions from residual oscillations of the cochlear basilar membrane in a human ear model. *J Assoc Res Otolaryngol* 4 (2003), S. 478–494
- [7] Allen, J. B.: Cochlear micromechanics – a physical model of transduction. *J Acoust Soc Am* 68 (1980), S. 1660–1670
- [8] Gummer, A. W., Hemmert, W., Zenner, H.-P.: Resonant tectorial membrane motion in the inner ear: its crucial role in frequency tuning. *Proc Natl Acad Sci* 93 (1996), S. 8727–8732
- [9] Bornitz, M., Hardtke, H.-J., Zahnert, T.: Evaluation of implantable actuators by means of a middle ear simulation model. *Hear Res* 263 (2010), S. 145–151
- [10] Talmadge, C. L., Tubis, A., Long, G. R., Piskorski, P.: Modeling otoacoustic emission and hearing threshold fine structures. *J Acoust Soc Am* 104 (1998), S. 1517–1543
- [11] Zelle, D., Thiericke, J. P., Dalhoff, E., Gummer, A. W.: Level-dependence of the nonlinear-distortion component of distortion-product otoacoustic emissions in humans. *J Acoust Soc Am* 138 (2015), S. 3475–3490
- [12] Janssen, T., Gehr, D. D., Klein, A., Müller, J.: Distortion product otoacoustic emissions for hearing threshold estimation and differentiation between middle-ear and cochlear disorders in neonates. *J Acoust Soc Am* 117 (2005), S. 2969–2979

Experimentell-analytische Substrukturkopplung zur Ankopplung von Werkstücken

Experimental-analytical substructure coupling for workpiece coupling

Prof. Dr.-Ing. **C. Brecher, P. Chavan**, M.Sc., Dr.-Ing. **M. Fey**,
Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Für die Vorhersage des Stabilitätsverhaltens und damit für die Wahl der optimalen Prozessparameter ist die Kenntnis der dynamischen Nachgiebigkeit relativ zwischen Werkzeug und Werkstück unerlässlich. Diese wird sowohl vom dynamischen Verhalten der Werkzeug- als auch der Werkstückseite beeinflusst. Daraus folgt, dass eine Änderung der Abmessungen des Fräswerkzeugs, beispielsweise durch einen Werkzeugwechsel, großen Einfluss auf das relative dynamische Verhalten hat. In gleicher Weise führt eine Änderung der Werkstückmasse und -geometrie aufgrund des Bearbeitungsprozesses zu einer Änderung des relativen dynamischen Verhaltens. Die aufgrund der Zerspanung zeitlich variiierende Dynamik des Werkstücks ist bereits Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten. Ein weiterer Faktor, der die werkstückseitige Dynamik beeinflusst, ist die Aufspansituation des Werkstücks. In der Literatur wurde dieser Einfluss bisher jedoch nicht ausführlich untersucht. Insbesondere beim Formen- und Werkzeugbau werden Werkstücke häufig mittels Vorrichtungen oder Nullpunktspannsysteme fixiert. Dies verändert das dynamische Verhalten der Werkstückseite und muss bei Stabilitätsberechnungen berücksichtigt werden.

In dieser Arbeit wird ein experimentell-analytischer Ansatz der Substrukturkopplung zur effizienten Vorhersage der werkstückseitigen Dynamik vorgestellt. Hierfür wird zunächst das dynamische Verhalten des Spannsystems an verschiedenen Stellen des Werkstücktisches messtechnisch ermittelt. Des Weiteren wird mithilfe eines analytischen Modells des Werkstücks das Nachgiebigkeitsverhalten an den Koppelstellen zum Spannsystem ermittelt. Im Anschluss erfolgt mithilfe einer Kopplungsrechnung die Bestimmung des dynamischen Verhaltens an einem Punkt des Werkstücks im aufgespannten Zustand. Somit ermöglicht das vorgestellte Verfahren, mit reduziertem Messaufwand, eine effiziente Vorhersage der werkstückseitigen Dynamik. Die so gewonnenen Informationen können anschließend zur Stabilitätsberechnung und somit zur Auswahl optimaler Prozessparameter verwendet werden.

1. Einführung

Prozessinstabilitäten beim Fräsen entstehen durch die dynamische Interaktion zwischen werkzeug- und werkstückseitigen Nachgiebigkeiten. Das Nachgiebigkeitsverhalten einer Werkzeugmaschine relativ zwischen Werkzeug und Werkstück wird durch die im Kraftfluss liegenden Komponenten bestimmt [1]. Dazu gehören unter anderem das Werkzeug, die Hauptspindel, die Verfahrrachsen, der Maschinenständer, das Bett, der Bearbeitungstisch, das Werkstückaufspannsystem sowie das Werkstück selbst. Eine strukturmechanische Modifikation der im Kraftfluss liegenden Komponenten oder die Variation der Bearbeitungsposition verursachen eine Veränderung des relativen Nachgiebigkeitsverhaltens. Das Einwechseln von unterschiedlichen Fräswerkzeugen stellt eine signifikante Strukturmodifikation dar. Aufgrund der Vielzahl der verwendeten Fräswerkzeuge und Werkzeughalter ist die experimentelle Bestimmung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen (engl.: Frequency Response Functions, FRF) an jeder Werkzeugspitze nicht sinnvoll. Eine Möglichkeit zur effizienten Vorhersage des dynamischen Verhaltens unterschiedlicher Werkzeug bietet der Ansatz der frequenzbasierten experimentell-analytischen Substrukturkopplung. Dabei kann das analytisch ermittelte Response-Modell des Werkzeugs mit dem experimentell ermittelten Response-Modell der Maschine miteinander gekoppelt werden, sodass eine effiziente Prognose des Zusammenbaus ermöglicht wird. Der Mess- und Simulationsaufwand soll so minimiert und die Modellqualität möglichst maximiert werden. Für eine tiefere Betrachtung des Problems der Werkzeugankopplung wird auf folgenden Arbeiten verwiesen [2 bis 6].

Auch die Änderung der werkstückseitigen Dynamik infolge eines Materialabtrags stellt eine Strukturmodifikation dar. Die Berücksichtigung zeitlich varierender Dynamik des Werkstücks ist besonders wichtig, wenn das Endbauteil dünnwandig ist. Die Abbildung des Materialabtrags zur Bestimmung des dynamischen Verhaltens des Restbauteils ist Gegenstand von zahlreichen Forschungsarbeiten [7 bis 12]. In [10], [11] stellen Tuysuz und Altintas eine Methode vor, mithilfe derer sich die FRFs des Restwerkstücks während des FräSENS schneller berechnen lassen. Dafür koppelten sie das Response-Modell des abgetragenen Materials als negative Substruktur an das Response-Modell des Rohwerkstücks. Mithilfe dieser Vorgehensweise ließen sich die Frequenzgänge schneller berechnen als mit Finite-Elemente (FE) Modellen höherer Ordnung. Brecher et. al. verwendeten in [12] eine Kopplungsrechnung im physikalischen Bereich, bei der das FE-Netz des Werkstücks für die Durchdringungssimulation übernommen werden konnte. Somit konnten die Ergebnisse der Durchdringungssimulation direkt zur Berechnung der Dynamik des Restwerkstücks herangezogen werden.

Neben dem Materialabtrag ist die Aufspannung des Werkstücks eine weitere Quelle der Nachgiebigkeit. Insbesondere bei der 5-Achs-Bearbeitung werden Werkstücke häufig mithilfe von

Nullpunktspannsysteme vom Tisch abgehoben und gespannt, um die Bearbeitung der Seitenwände zu ermöglichen. Eine wissenschaftliche Betrachtung des Problems, der aufgrund der Werkstücksaufspannung eingeführte Nachgiebigkeit, findet sich in der Literatur nicht. Ziel dieser Arbeit ist es daher, eine Methode zur effizienten Vorhersage des Nachgiebigkeitsverhaltens von Werkstücken zu erforschen, die mit Nullpunktspannsystemen angehoben und gespannt werden. Hierzu wird der Ansatz der frequenzbasierten experimentell-analytischen Substrukturkopplung auf seine Eignung für dieses Problem untersucht. Im Abschnitt 2 befindet sich eine mathematische Formulierung der frequenzbasierten Kopplungsrechnung. Als nächstes wird in Abschnitt 3 die Sensitivität der Kopplungsrechnung gegenüber der Auswahl der Kopplungsfreiheitsgrade untersucht. Abschließend werden die praktische Validierung und der Ausblick vorgestellt.

2. Mathematische Formulierung

In diesem Abschnitt wird auf die mathematische Formulierung der frequenzbasierten Substrukturkopplung zur Ankopplung eines Werkstücks mit einem Nullpunktspannsystem eingegangen. Diese Formulierung wird aus der verfügbaren Literatur zur dynamischen Substrukturkopplung [13 bis 15] entnommen und für die Anwendung der Werkstückankopplung angepasst. Zur effizienten Prognose des Schwingungsverhaltens wird das Werkstück simulativ abgebildet und das Aufspannsystem durch experimentelle Modelle dargestellt. Das Schwingungsverhalten des schwingfähigen Systems kann im Form einer Differenzialgleichung zweiter Ordnung ausgedrückt werden. Für das Werkstück-Werkstückaufspannsystem gilt:

$$\begin{bmatrix} M_w & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_w \\ \ddot{u}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_w & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_w \\ \dot{u}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_w & 0 \\ 0 & K_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_w \\ u_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_w \\ f_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ g \end{bmatrix} \quad (1)$$

wobei, die Indizes w und a sich auf die physikalischen Eigenschaften oder Kräfte beziehen, die auf das Werkstück bzw. den Maschinentisch ausgeübt werden. g bezieht sich auf den Kraftvektor der an den Kopplungsknoten zwischen Tisch und Werkstück wirkt. Die Gl.1 stellt ein nicht-gekoppeltes System dar. Um eine Kopplung zu realisieren, müssen die Bedingungen der Kompatibilität und des Kraftgleichgewichts an den Koppelknoten erfüllt werden. Daraus folgt, dass die Koppelknoten des Aufspannsystems und des Werkstücks identische Verlagerung aufweisen müssen,

$$u_w^k = u_a^k \quad (2)$$

und, dass sich die Kräfte an den Koppelknoten beider Strukturen ausgleichen,

$$g_a^k + g_w^k = 0. \quad (3)$$

k bezieht sich hier auf den Kopplungsknoten der jeweiligen Komponente. Für eine Kopplung im Frequenzbereich muss Gl. 1, wie folgt transformiert werden,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_w & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_a^k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_w^r \\ \mathbf{u}_a^k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_w \\ \mathbf{f}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{g} \end{bmatrix} \quad (4)$$

wobei \mathbf{Z}_w die dynamische Steifigkeitsmatrix des reduzierten FE-Modells des Werkstücks ist, \mathbf{u}_w^r der Verlagerungsvektor der reduzierten Knoten und \mathbf{Z}_a^k die dynamische Steifigkeitsmatrix des Aufspannsystems an den Kopplungsknoten. Die Reduktionsbasis \mathbf{R}_{DCB} wird nach der Craig-Bampton-Methode definiert:

$$\mathbf{Z}_w = -\omega^2 \mathbf{M}_w^R + j\omega \mathbf{C}_w^R + \mathbf{K}_w^R, \quad (5)$$

$$\mathbf{M}_w^R = \mathbf{R}_{DCB}^T \mathbf{M}_w \mathbf{R}_{DCB}, \mathbf{C}_w^R = \mathbf{R}_{DCB}^T \mathbf{C}_w \mathbf{R}_{DCB} \text{ und } \mathbf{K}_w^R = \mathbf{R}_{DCB}^T \mathbf{K}_w \mathbf{R}_{DCB}.$$

Es ist zu beachten, dass die dynamische Steifigkeitsmatrix des Spannsystems nur sehr schwierig experimentell bestimmt werden kann. Dagegen ist die experimentelle Ermittlung der Nachgiebigkeit Stand der Technik,

$$(\mathbf{Z}_a^k)^{-1} = \mathbf{G}_a^k = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{a11} & \cdots & \mathbf{G}_{an1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{G}_{a1n} & \cdots & \mathbf{G}_{ann} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (6)$$

für n Kopplungsfreiheitsgrade. An dieser Stelle wird zwischen Kopplungsknoten und Kopplungsfreiheitsgraden unterschieden. Kopplungsknoten sind Kondensationsknoten im FE-Modell oder Messpunkte bei der messtechnischen Ermittlung von FRFs. Ein Kopplungsknoten besitzt sechs Freiheitsgrade (FHG) aber nicht jeder FHG eines Knotens muss für die Kopplungsberechnungen berücksichtigt werden. Die für die Kopplung berücksichtigten FHG werden in dieser Arbeit als Kopplungsfreiheitsgrade (KFHG) bezeichnet. Die Kompatibilitätsbedingung und das Kräftegleichgewicht aus Gl. 2 und 3 können wie folgt ausgedrückt werden,

$$\mathbf{B}\mathbf{u} = \mathbf{0} \text{ und } \mathbf{L}^T \mathbf{g} = \mathbf{0} \quad (7)$$

wobei die booleschen Matrizen \mathbf{B} und \mathbf{L}^T zur Isolierung der KFHG sowie zur Auswahl eindeutiger FHG verwendet werden. Bei der dualen Formulierung der Kopplungsrechnung werden die Kräfte an den Koppelstellen mithilfe von Lagrange Multiplikatoren abgebildet [13],

$$\mathbf{g} = -\mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}. \quad (8)$$

Nach Substitution von Gl. 7 und 8 in Gl. 4 bekommen wir,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_w & \mathbf{0} & \mathbf{B}_w^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{Z}_t^c & \mathbf{B}_t^T \\ \mathbf{B}_w & \mathbf{B}_t & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_w^r \\ \mathbf{u}_t^c \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_w \\ \mathbf{f}_t^c \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Umformulierung der obigen Gleichung und ersetzen der dynamischen Steifigkeitsmatrix durch die dynamische Nachgiebigkeitsmatrix $\mathbf{Z}^{-1} = \mathbf{G} = blkdiag(\mathbf{G}_w, \mathbf{G}_a^k)$, ergibt die folgende Gleichung,

$$\mathbf{G}_{w+a} = \mathbf{G} - \mathbf{G}\mathbf{B}^T(\mathbf{B}\mathbf{G}\mathbf{B}^T)^{-1}\mathbf{B}\mathbf{G}. \quad (10)$$

Dabei stellt \mathbf{G}_{w+a} die Nachgiebigkeitsmatrix des gekoppelten Systems dar.

3. Simulationsaufbau und Auswahl der Kopplungsfreiheitsgrade

Die Auswahl der Kopplungsfreiheitsgrade wird stark durch die Messbarkeit ihres dynamischen Verhaltens eingeschränkt. Nullpunktspannsysteme bieten prinzipbedingt einen Vorteil hinsichtlich der Messbarkeit der Kopplungsnachgiebigkeit. Die balkenartige Struktur der Aufspannelemente bietet die Möglichkeit, die FHG in Biegerichtung auf einfache Weise zu messen. Ein weiterer Faktor, der die Auswahl der KFHG beeinflusst, ist der Ort des Knotens und der FHG an dem die Prognose des Nachgiebigkeitsverhaltens erforderlich ist. Um Einblicke in die Auswahl geeigneter KFHG für einen bestimmten Zielknoten und FHG zu erhalten, wird in diesem Abschnitt eine Kopplungssimulation aufgebaut und analysiert. Abbildung 1 zeigt der Simulationsaufbau mit einem Werkstück fixiert mittels zweier Aufspannelemente. Mit den Spannelementen und Verlängerungen wird das Werkstück auf eine Höhe von 80 mm angehoben. Es werden nur zwei Aufspannelemente ausgewählt, um die Größe und Komplexität der Kopplungsmatrix zu reduzieren. Der Simulationsaufbau ist identisch mit einem am WZL verfügbaren realen Aufbau zur Werkstückaufspannung, der im nächsten Abschnitt für die experimentelle Umsetzung verwendet wird. Das dynamische Verhalten dieser Baugruppe wird unter Verwendung eines diskretisierten Modells und Lösen des Eigenwertproblems berechnet. Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang am Knoten 3 in X-Richtung ist zusammen mit den zugehörigen Schwingungsmoden im Bild 1 dargestellt.

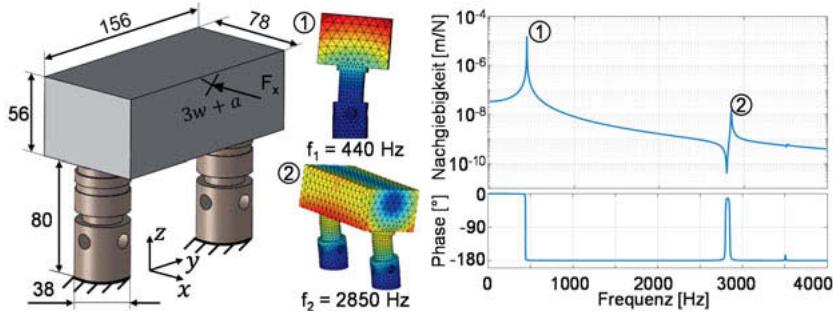


Bild 1: Simulationsaufbau des Werkstücks mit Aufspannsystem (links); FRF am FHG $3w + a, x$ und die relevante Schwingungsmoden (rechts)

Ziel ist es, das Response-Modell des gefesselten Spannsystems mit dem Response-Modell des nicht-gefesselten Werkstücks zu koppeln und das Nachgiebigkeitsverhalten des Zielfreiheitsgrades (x) am Knoten 3 zu prognostizieren. Dabei soll der Einfluss der Berücksichtigung

unterschiedlicher KFHG in die Kopplungsrechnung auf das prognostizierte Nachgiebigkeitsverhalten untersucht werden. Die Response-Modelle der zu koppelnden Strukturen werden mithilfe der jeweiligen FE-Modelle berechnet. Das Response-Modell des Werkstücks, G_w , beinhaltet die direkten und die Kreuznachgiebigkeiten zwischen den Kopplungsknoten 1w und 2w mit sechs FHG ($x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$) und dem Zielknoten 3w mit einem FHG (x). Dies entspricht einer Matrixgröße von 13×13 mit 169 FRFs. Die Kopplungs- bzw. Zielknoten entsprechen Kondensationsknoten, die über starre Elemente (Rigid Body Element, RBE3) mit den Grenzknoten verbunden sind. Das Response-Modell der Aufspannung, G_a^k , beinhaltet die direkten und die Kreuznachgiebigkeiten an den Kopplungsknoten 1a und 2a. Aufgrund der lokalen Fixierung entsteht keine dynamische Interaktion zwischen den beiden Aufspannelementen. Hieraus ergibt sich eine Blockdiagonalmatrix der Größe 12×12 mit maximal 72 FRFs. Abbildung 2 zeigt die Kopplungsgleichung und den Term, der die Kopplungsnachgiebigkeiten beider Strukturen addiert.

Die Gestaltung der Matrix G_a^k ist Bestandteil der Sensitivitätsanalyse. Aufgrund messtechnischer Einschränkungen können von den 72 Nachgiebigkeiten nur bestimmte direkte Nachgiebigkeiten der Aufspannung gemessen bzw. durch mathematische Formulierungen geschätzt werden. Um diese Einschränkung in der Simulation widerzuspiegeln, werden nur die FHG zur Kopplung berücksichtigt, die später experimentell gemessen werden können. Dabei handelt es sich um die Freiheitsgrade x, y, θ_x, θ_y der Knoten 1a und 2a.

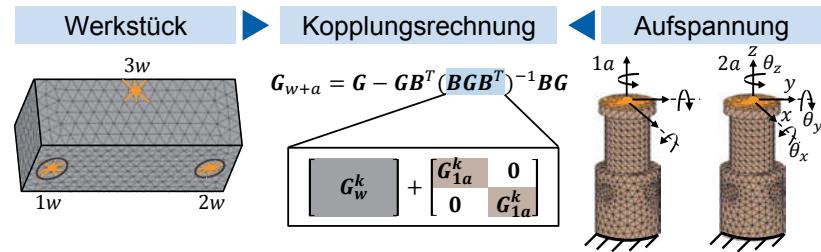


Bild 2: Kopplungsrechnung zur simulativen Ankopplung von Werkstück und Aufspannung

Basierend auf den oben beschriebenen messbaren Kopplungsfreiheitgraden, werden für die Sensitivitätsanalyse vier Fälle betrachtet: **Fall 1:** Die Matrix G_{1a}^k bzw. G_{2a}^k enthalten lediglich die direkten translatorischen Nachgiebigkeiten in X-Richtung des jeweiligen Aufspannelements (KFHG: x). **Fall 2:** Die direkten translatorischen und rotatorischen Nachgiebigkeiten in X- und θ_y -Richtung werden betrachtet (KFHG: x, θ_y). **Fall 3:** Die direkten translatorischen und

rotatorischen Nachgiebiken in X-, Y-, θ_y - und θ_x -Richtung werden Betrachtet (KFHG: x, θ_y, y, θ_x). **Fall 4:** Ein Fall theoretischer Natur wo alle Freiheitsgrade der Aufspannelemente für die Kopplung betrachtet werden (KFHG: $x, \theta_y, y, \theta_x, z, \theta_z$). In allen Fällen ist die Matrix der Kopplungsnachgiebigkeit des Werkstücks (G_w^k) immer voll besetzt und hat die gleiche Größe wie die Nachgiebigkeitsmatrix des Spannsystems (G_a^k).

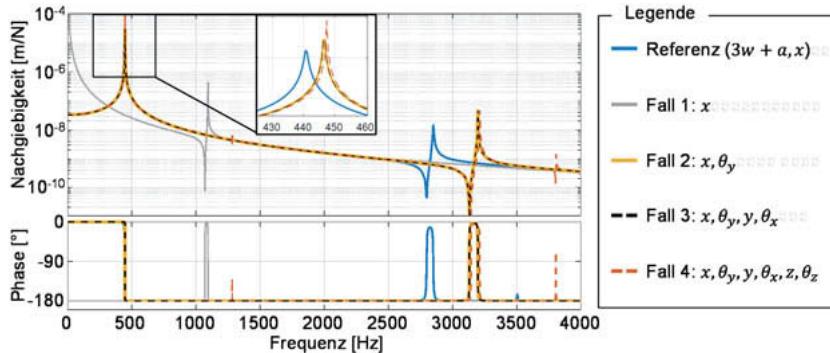


Bild 3: Einfluss der Auswahl der KFHG auf die Koppelungsergebnisse

Die Kopplungsrechnung (Gl. 10) wird für die jeweiligen Fälle berechnet und die prognostizierten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge am Punkt $3w + a, x$ und der Referenz-FRF sind in Bild 3 dargestellt. In Fall 1 wird nur die translatorische Nachgiebigkeit (x/F_x) für die Kopplung berücksichtigt und die Aufspannung wird rotatorisch als starr angenommen. Das Resultat ist eine fehlerhafte Prognose. Die Berücksichtigung eines zusätzlichen rotatorischen FHG (θ_y) für die Kopplung führt zu einem deutlich besseren Ergebnis (Fall 2). Die Berücksichtigung weiterer KFHG hat keinen signifikanten Einfluss auf die Genauigkeit der Vorhersage (Fall 3, 4). Weiterhin kann beobachtet werden, dass die Fälle 2 bis 4 zu einer guten Vorhersage der ersten Biegemode führen, die zweite Biegemode bei 2850 Hz wird jedoch fälschlicherweise bei 3200 Hz abgebildet. Es wird vermutet, dass die Vereinfachung des Flächenkontakts zwischen Aufspannung und Werkstück als Punktkontakt die zweite Biegemode nicht genau wiedergeben kann. Insgesamt ist zu erkennen, dass bei geeigneter Auswahl der KFHG trotz der getroffenen Annahmen gute Koppelungsergebnisse zu erzielen sind.

4. Experimentell-analytische Ankopplung

Zur experimentell-analytischen Ankopplung werden in diesem Abschnitt ein physikalisches Werkstück und ein Spannsystem verwendet, die mit denen in Abschnitt 3 eingeführten identisch sind. Als erstes wird ein Verfahren zur Bestimmung des experimentellen Response-Modells des Aufspannsystems vorgestellt. Anschließend wird dieses Modell mit dem simulierten Response-Modell des Werkstücks gekoppelt. Hierbei richtet sich die Wahl der Kopplungsfreiheitsgrade nach den gewonnenen Erkenntnissen.

4.1 Messaufbau

Wie zuvor erwähnt, bietet die balkenartige Struktur von Nullpunktspannsysteme eine Möglichkeit, sowohl die translatorischen als auch die rotatorischen Nachgiebigkeiten an den Kopp lungspunkten in einer einfachen Weise zu ermitteln. In dieser Arbeit wird ein mechanisches Nullpunktspannsystem der Fa. Meusburger Georg GmbH & Co. KG verwendet. Dieser besteht aus einer Grundplatte (H1000/196), einem Spannkörper (H1030/38), einem Verlängerungs stück (H1030/38-40) und einem Spannzapfen (H1082/12/10) (vgl. Bild 4). Das zu spannende Werkstück ist mit einer Zentrierbohrung und einer Bohrung mit Innengewinde für den Spannzapfen versehen. Der Spannzapfen wird von dem Spannkörper auf der Aufspannplatte fixiert. Für eine realistische Abschätzung der Koppelstellendynamik sollten die Nachgiebigkeiten im aufgespannten Zustand gemessen werden. Um dies zu realisieren, wird das Response-Modell zuerst am freien Ende eines aufgespannten zylindrischen Adapters ermittelt. Das dynamische Verhalten des Adapters wird anschließend mithilfe der Substrukturentkopplung entkoppelt, um das Verhalten des Spannsystems ohne den Adapter zu erhalten. Hierfür wird der Adapter als ein Euler-Bernoulli-Balken modelliert und von dem Response-Modell entkoppelt [2], [3]. Die direkten Verlagerung-zu-Kraft-Nachgiebigkeiten am freien Ende des Adapters werden mithilfe eines Impulshammers und Beschleunigungssensors in X- und Y-Richtung vermessen. Unter Verwendung eines Rückwärtsdifferenzverfahren der ersten Ordnung können die Nachgiebigkeiten der rotatorischen FHG aus denen der translatorischen FHG ermittelt, wie beschreiben in [2], [3], [16].



Bild 4: Messaufbau zur Ermittlung des Response-Modells der Aufspannung (links); Schnittansicht der Aufspannung mit Adapter

4.2 Kopplungsergebnisse

Das experimentelle Response-Modell der Aufspannung kann nun mit dem simulierten Response-Modell des Werkstücks gekoppelt werden. Auf Basis der Sensitivitätsanalyse werden x und θ_y als Kopplungsfreiheitsgrade gewählt. Diese Auswahl wird basierend auf die getroffenen. Die resultierende Vorhersage des direkten FRFs am Knoten 3 des zusammengebauten Systems ist in Bild 5 zusammen mit der Referenzmessung dargestellt. Die Vorhersage und die Referenz zeigen einen ähnlichen Verlauf. Die Resonanzstelle der Referenzmessung bei 310 Hz wird jedoch in der Prognose bei 347 Hz abgebildet. Dazu ist die Tendenz der vorhergesagten statischen Steifigkeit auch höher als die Referenz. Insgesamt resultiert aus der Ankopplung ein steiferer Zusammenbau als die Referenzstruktur.

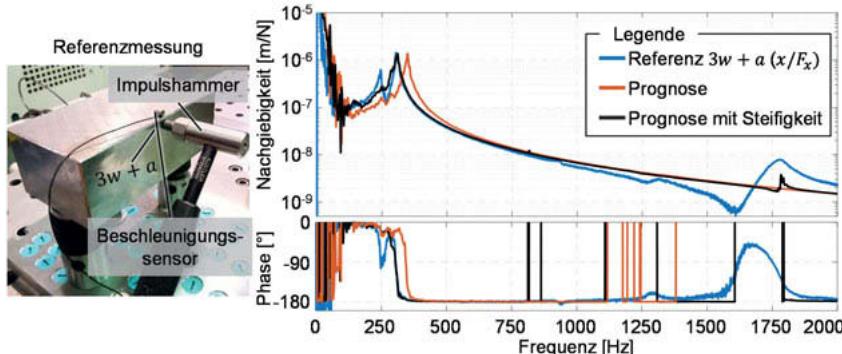


Bild 5: Messaufbau der Referenzmessung (links); Vergleich der FRF am $3w + a$

An dieser Stelle ist zu beachten, dass das simulierte Werkstück mit vereinfachter Geometrie ohne Innengewinde oder Zentrierungsbohrungen modelliert wird. Dies ist eine Approximation des realen Zustands, wo der Spannzapfen durch ein Innengewinde mit dem Werkstück verbunden wird. Dies bedeutet, dass die Steifigkeit der Fügestelle zwischen dem Spannzapfen und dem Werkstück im Simulationsmodell vernachlässigt wird. Es wird vermutet, dass dies der Grund für die steifere rechnerische Ankopplung ist. Die Einführung einer zusätzlichen Steifigkeitsmatrix K_F der die Fügestellensteifigkeit darstellt, könnte die Prognose verbessern.

$$G_{w+a} = G - GB^T(BGB^T + K_F^{-1})^{-1}BG. \quad (11)$$

Als nächstes werden die Einträge der Steifigkeitsmatrix K_F variiert, bis eine gute Übereinstimmung zwischen der Referenz und der Vorhersage realisiert ist. Die so identifizierte Steifigkeitsmatrix ist,

$$K_F = \begin{bmatrix} 5 \cdot 10^7 & 1 \cdot 10^8 \\ 1 \cdot 10^8 & 1 \cdot 10^9 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Diese Anpassung wurde durchgeführt, um zu demonstrieren, dass die Vernachlässigung der Fügestellensteifigkeit ein wahrscheinlicher Grund für die Abweichung zwischen Referenz und Prognose ist. In zukünftigen Arbeiten kann das dynamischen Verhalten der physikalischen Adapter-Aufspannung-Baugruppe mit dem einer Simulationsmodell verglichen, um die fehlende Steifigkeitseigenschaften des Modells zu identifizieren

5. Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz von Nullpunktspannungsystmen zum Aufspannen und Anheben von Werkstücken für die 5-Achs-Bearbeitung führt zu einer zusätzlichen Nachgiebigkeit auf der Werkstückseite. In dieser Arbeit wurde die experimentell-analytische Substrukturkopplung verwendet, um das

Nachgiebigkeitsverhalten eines Werkstücks im aufgespannten Zustand effizient vorherzusagen. Eine Sensitivitätsanalyse in einer Simulationsumgebung gezeigt, dass die Auswahl der Kopplungsfreiheitsgraden für die Genauigkeit der Vorhersage entscheidend ist. Zunächst wurde ein Verfahren zur Ermittlung des Response-Modells der Aufspannung vorgestellt. Mit dieser Methode konnten sowohl die translatorischen als auch die rotatorischen Nachgiebigkeiten im gespannten Zustand effizient ermittelt werden. Die Ankopplung dieses identifizierten Response-Modells mit einem simulierten Response-Modells des Werkstücks zeigt vielversprechende Ergebnisse. Die Prognose des FRF an einem Punkt auf dem Werkstück im gespannten Zustand und die Referenzmessung zeigen einen ähnlichen Verlauf. Es wurde jedoch ein gewisser Fehler im vorhergesagten Steifigkeitsverhalten beobachtet. Es wird vermutet, dass die Nicht-Betrachtung der Fügestellensteifigkeit zwischen dem Spannzapfen und dem Werkstück die Ursache für diese Abweichung ist. Die Berücksichtigung einer zusätzlichen Steifigkeitsmatrix in der Kopplungsrechnung konnte bereits eine verbesserte Prognose liefern. Die Identifikation von Fügestellensteifigkeit auf Basis der Adapter-Aufspannung-Baugruppe soll in weiteren Arbeiten angestrebt werden.

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung des Projektes BR 2905/55-2

Literaturverzeichnis

- [1] Brecher C., Weck M.: "Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2", Fachbuch, Auflage 9, 2017
- [2] Schmitz, T.L., Burns, T.: Receptance coupling for high-speed dynamics prediction, Proceedings of the 21st International Modal Analysis Conference (IMAC-2003), Kissimmee, FL, 2003
- [3] Schmitz T.L., Duncan G. S., "Three-Component Receptance Coupling Substructure Analysis for Tool Point Dynamics Prediction", Journal of Manufacturing Science and Engineering, 127 (2005), S. 781
- [4] Park, S. S., Altintas, Y., Movahhedy, M. Receptance coupling for end mills. International Journal for Machine Tools and Manufacture. Ausgabe 43, Thema 9, 2003, S. 889-896.

- [5] Ertürk A., Özgüven H.N., Budak E., "Analytical modeling of spindle–tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF", International Journal of Machine Tools and Manufacture, Ausgabe 46, Thema 15, 2006, S.1901-1912
- [6] Brecher C., Chavan P., Fey M., Daniels M., A modal parameter approach for receptance coupling of tools, MM Science Journal, 2016, S. 1032-1034
- [7] Thevenot, V., Arnaud, L., Dessein, G., Larroche, C.G.: Influence of Material Removal on the Dynamic Behaviour of Thin-walled Structures in Peripheral Milling Machining Science and Technology, 10 (2006), S. 275-287
- [8] Budak, E., Tunç, L.T., Alan, S., H. Nevzat Özgüven, Prediction of workpiece dynamics and its effects on chatter stability in milling, CIRP Annals, Ausgabe 61, Thema 1, 2012, S. 339-342
- [9] Masmali, M., Mathew, P.: An Analytical Approach for Machining Thin-walled Workpieces, Procedia CIRP, Ausgabe 58, 2017, S. 187-192
- [10] Tuysuz, O.; Altintas, Y.: Frequency Domain Updating of Thin-Walled Workpiece Dynamics Using Reduced Order Substructuring Method in Machining. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 139. Jg., 2017, Nr. 7. S. 71013
- [11] Tuysuz, O.; Altintas, Y.: Time-Domain Modeling of Varying Dynamic Characteristics in Thin-Wall Machining Using Perturbation and Reduced-Order Substructuring Methods. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 140. Jg., 2018, Nr. 1. S. 11015
- [12] Brecher C., Chavan P., Spierling R., Fey M.: A substructuring approach for simulation of time dependent workpiece dynamics during milling. Modern Machinery Science Journal, Dezember 2018, S. 2625-2632
- [13] Klerk, D., Rixen, D., Jong, J. "The Frequency Based Substructuring Method reformulated according to the Dual Domain Decomposition Method", Conference: Proceedings of the XXIV International Modal Analysis Conference, 2006.
- [14] Klerk, D., Rixen, D., Voormeeren, S., "General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review, and Classification of Techniques", Aiaa Journal - AIAA J. 46. 1169-1181. 10.2514/1.33274.
- [15] Craig, R.R., Kurdila, A.J., "Fundamentals of Structural Dynamics", 2nd Edition, Wiley, 2006.
- [16] Sattinger, S.S.: A method for experimentally determining rotational mobilities. The Journal of the Acoustical Society of America, Ausgabe 64, 1978, S. 1734 ff.

Virtuelle Experimente mit datenbasierten Modellen

Echtzeitfähige Ersatzmodelle zum Einsatz in Experimenten und zur Beschleunigung von Zuverlässigkeitsanalysen

Virtual Experiments using Data-Based Models

Real-Time Capable Surrogate Models for Experiments and Accelerated Reliability Analyses

Dr.-Ing. Veit Bayer, Dynardo GmbH, Weimar;
Dipl.-Ing. Jürgen Horwege, Airbus GmbH, Bremen

Kurzfassung

Zahlreiche Tests sind für die Zertifizierung von Flugzeugkomponenten notwendig. Die Teststände sind kostenintensiv zu bauen und zu erhalten, während dem Anwendungsbereich und der Flexibilität der Tests technische Grenzen gesetzt sind.

Datenbasierte Modelle (DBM), können die physikalischen Experimente ergänzen und zum Teil ersetzen. Die DBM basieren auf gegebenen Daten aus physikalischen oder virtuellen Experimenten. Aus gegebenen Daten werden rein mathematische Modelle für die dynamischen Antworten einer mechanischen Komponente erstellt. Damit das DBM auch in Interaktion mit einem Versuchsstand arbeitet, muss es auf wechselnde Belastung und ggf. wechselnde Systemeigenschaften reagieren können.

In einem gemeinsamen Forschungsprojekt entwickeln Airbus und Dynardo DBM für dynamische Systeme zum Einsatz in Echtzeit - Tests. Der aktuelle Entwicklungsstand wird hier vorgestellt.

Abstract

Numerous tests are required for the certification of aircraft components. While such test rigs are expensive to build and maintain, technical limits apply to the field of application and to the flexibility of the tests.

Data-based models (DBM) can supplement and, in some cases, replace physical experiments by virtual ones. The DBM are based on data obtained from real or virtual experiments. From the given data, mathematical models are generated to represent the dynamic responses of

mechanical components. In order to be able to interact with a test rig, the DBM has to be capable of reacting to changing loads or eventually even changing system properties.

In a joint research project, Airbus and Dynardo are developing DBM for dynamic systems to be used in real-time tests. This paper presents the current state of the developments.

1. Einführung

Das High-Lift System (HLS) eines Flugzeugs hat die Aufgabe, in verschiedenen Flugphasen zusätzlichen Auftrieb zu erzeugen. In der Flugzeugentwicklung muss es einerseits für ein optimales Start und Landeverhalten ausgelegt werden, auf der anderen Seite muss es in der Flugphase einen möglichst geringen Luftwiderstand bieten. Neben aerodynamischer Effizienz und Flugleistung ist die funktionale Sicherheit ein wesentliches Entwicklungskriterium.

Für die Erprobung von HLS gibt es prinzipiell verschiedene Testverfahren:

Physikalische Modelle für das Testen von Systemkomponenten, s. Bild. 2, werden u.a. für die Zertifizierung von High-Lift Systemen eingesetzt. Dabei werden Originalkomponenten in Flugzeugtyp - spezifischen Test Rigs verbaut. Die physikalischen Modelle werden außerdem für spätere Nachweise von Modellerweiterungen benötigt. Für die Typzertifizierung sind i.d.R. mehrere tausend Tests notwendig.

Physikalische Tests stellen ein repräsentatives Pendant zum Flugzeug dar. Für jeden Flugzeugtyp muss jedoch ein eigener, hochkomplexer Teststand aufgebaut werden, dessen Aufbau und Wartung sehr kostenintensiv sind. Dabei sind Originalkomponenten zu verwenden, die in der Entwicklungsphase möglicherweise noch nicht verfügbar sind. Der Anwendungsbereich physikalischer Tests ist durch den mechanischen Aufbau limitiert, Veränderungen des Teststands sind nur durch aufwändigen Umbau möglich.



Bild 1: Prinzipdarstellung des Highlift Systems.

Funktionale Modelle zum Test der Funktion und Logik der Kontroll-Computer. Die HLS – Kontrollcomputer werden in einer durch Software simulierten Flugzeugumgebung getestet. Durch die rein funktionale Simulation können vereinfachte Modelle eingesetzt werden. Dadurch wird eine Simulation in Echtzeit möglich.

Die Automatisierbarkeit und Echtzeit – Fähigkeit sind die Vorteile dieser Testverfahren. Nachteil ist die Verwendung vereinfachter Simulationsmodelle, die nur rein funktionale bzw. logische Tests ermöglichen, z.B. die Überprüfung von Schwellwerten, Zeitspannen für bestimmte Prozesse etc.

Virtuelle Tests mit Hilfe von detaillierten Simulationsmodellen werden zum Beispiel für Experimente eingesetzt, die am physikalischen Modell nicht durchführbar sind. Teststand-eigenschaften wie z.B. Steifigkeit, Reibung oder Dämpfung können ohne Umbauten des Versuchsstands einfach realisiert werden. Um ganze Bewegungsabläufe zu simulieren, umfassen die Simulationsmodelle sowohl die jeweiligen Flugzeugkomponenten als auch den Teststand selbst.

Nachteile virtueller Tests sind hohe Rechenzeiten, was zum einen die Wartezeiten betrifft und zum anderen der Echtzeitfähigkeit entgegensteht. Ein physikalisches Referenzsystem ist stets notwendig, um die Genauigkeit des virtuellen Modells nachzuweisen bzw. zu optimieren.



Bild 2: Teststand des A 380 Auftriebssystems mit Lastzylindern zur Simulation der Position und der Luftlast.

2. Datenbasierte Modelle

Datenbasierte Modelle (DBM) sind in diesem Zusammenhang rein mathematische Modelle für die dynamischen Systemreaktionen. Sie unterscheiden sich darin von sogenannten *Reduced Order Models* auf physikalischer Basis. Die DBM werden an Hand gegebener Daten trainiert, die aus physikalischen oder virtuellen Experimenten, vgl. Abschnitt 1, stammen können.

Virtuelle Experimente haben den Vorteil, dass die Parameter des Modells willkürlich in einem weiten Bereich variiert werden können und eine große Anzahl von Simulationen einfach realisiert werden kann. Zur Erzeugung der Datenbasis für die hier angestrebten Anwendungen werden Eingangsparameter des betrachteten Systems durch statistische Versuchsplanung oder bevorzugt stochastische Simulation (wie z.B. *Latin Hypercube Sampling*) variiert und die Zeitreihen der dynamischen Antworten ermittelt. Aufgrund dessen werden die Zeitreihen als Realisierungen eines Zufallsprozesses interpretiert. Die zufällige Zeitreihe $\mathbf{X}(t)$ wird diskretisiert als Zufallsvektor \mathbf{X} dargestellt.

In einer ersten Variante des DBM Konzepts, vorgestellt in [1], [2], wird eine Eigenwertzerlegung der Kovarianzmatrix der Daten \mathbf{X} vorgenommen:

$$\mathbf{\Psi}^T \mathbf{C}_{XX} \mathbf{\Psi} = \text{diag}\{\lambda_i\} \quad (1)$$

Darin ist $\mathbf{\Psi}$ die Matrix der Eigenvektoren und $\text{diag}\{\lambda_i\}$ beinhaltet die Eigenwerte der Kovarianzmatrix \mathbf{C}_{XX} . In Anlehnung an die Methodik zur Analyse und Modellierung von Zufallsfeldern [3, 4] ergibt sich hieraus die Karhunen-Loëve Darstellung des Prozesses. Unter der Annahme, dass der Prozess normal verteilt ist, wird nach einer Bereinigung der Daten um die Mittelwerte eine neue Zufallsvariable \mathbf{Y} eingeführt als:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{\Psi}^T \mathbf{X} \quad (2)$$

Für eine gegebene Stichprobe \mathbf{X} kann die entsprechende Stichprobe von \mathbf{Y} ermittelt werden. \mathbf{Y} ist ebenfalls normal verteilt, unkorreliert, mit Mittelwerten gleich Null und mit Standardabweichungen gegeben durch

$$\sigma_{Y_i} = \sqrt{\lambda_i} \quad (3)$$

Durch Umstellung von Gl. (2) kann für gegebene \mathbf{Y} die zugehörige Zeitreihe \mathbf{X} durch Reihenentwicklung erzeugt werden:

$$\mathbf{X} = \mathbf{\Psi} \mathbf{Y} \quad (4)$$

Die Eigenvektoren $\mathbf{\Psi}$ sind invariante, sog. Formfunktionen, skaliert mit den variablen Amplituden \mathbf{Y} . Nach Gl. (3) bestimmen die Eigenwerte den Beitrag jedes Reihenglieds der Gl. (4) zur gesamten Variation des Prozesses. Hierdurch ergibt sich eine effektive Möglichkeit der Reduzierung der Dimension [5, 6].

Diese Zerlegung der Daten kann durch die Software *Statistics on Structures* von Dynardo ausgeführt werden. Dynardo bietet mit optiSLang ein Programm an, dass u.a. leistungsfähige Algorithmen zur Anpassung von Ersatzmodellen an Daten zur Verfügung stellt [7]. Um ein DBM für Zeitreihen zu erzeugen, werden mit dem Algorithmus *Metamodel of Optimal Prognosis* (MOP) mathematische Modelle für die Amplituden Y_i aller Reihenglieder in Gl. (4)

aufgestellt. Um neue Zeitreihen infolge veränderter Parameter des Systems zu generieren, werden mit Hilfe des Metamodells die zu den Parametern gehörigen Amplituden ermittelt und die Reihenentwicklung durchgeführt. Bild 3 zeigt schematisch den Ablauf zur Erzeugung von Signal-Metamodellen.

Die Einschränkung dieses DBM - Ansatzes ist, dass die Signale über die Gesamtdauer des Prozesses festgelegt sind. Das Modell ist in diesem Sinn statisch bzw. zeitinvariant. Um das DBM als eine Komponente in ein System einzubinden, z.B. um als Software-in-the-loop einen Teil eines Versuchsstands zu ersetzen, muss es in der Lage sein, auf wechselnde Belastungen zu reagieren. Außerdem besteht die Anforderung, dass das Modell auch dynamisch auf wechselnde Parameter reagiert, um Versuche wie künstliches Aktuatorversagen zu simulieren.

Die Weiterentwicklung zu einem dynamischen DBM erfordert eine Zeitintegration. Der erweiterte Ansatz besteht in der Lösung der dynamischen Systemantwort durch das Duhamel Integral [8]. Hierbei wird eine beliebige Belastungszeitreihe als Kette von Impulsen aufgefasst. Die Lösung für die dynamische Verschiebungszeitreihe infolge eines Einheitsimpulses lautet

$$h(t) = \frac{1}{m\omega} \sin(\omega t) \quad (5)$$

mit m : Masse, ω : gedämpfte Eigenkreisfrequenz. Die Gesamtlösung ergibt sich durch Überlagerung der Impulsreaktionen für alle Zeitpunkte τ , skaliert mit der jeweils aktuellen äußeren Last $p(\tau)$,

$$v(t) = \frac{1}{m\omega} \int_0^t p(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad (6)$$

Für Training wird das System für wechselnde Parameter stets mit einer Einheitsimpuls – Belastung simuliert.

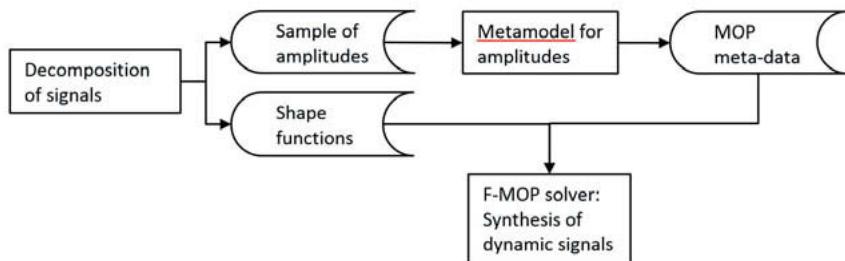


Bild 3: Schema zur Zerlegung von Zeitsignalen und Erzeugung von Signal-Metamodellen.

Diese Lösung gilt zunächst nur für lineare, zeitinvariante Systeme mit einem Freiheitsgrad. Ändern sich die Systemparameter, befindet sich das System nicht mehr im Gleichgewicht. Es ist aber einfach möglich, das Ungleichgewicht durch Summation der inneren und äußeren Kräfte zu ermitteln und durch Iteration im Zeitschritt zu minimieren. Eine andere Möglichkeit besteht in einer Fehlerkompensation in den folgenden Zeitschritten in der Art eines PID - Reglers. Damit kann das dynamische DBM nicht nur auf wechselnde Belastungen, sondern sogar auf schwache Nichtlinearität reagieren. Die Formulierung dieser Gleichgewichtskorrektur erfordert einen Einblick in die Physik des Systems, es liegt also kein rein mathematisches Modell mehr vor.

In der Anwendung hat man es in der Regel mit Mehrfreiheitsgrad-Systemen zu tun. Wenn es wenige Anregungspunkte gibt und auch die Strukturantworten an wenigen Punkten ausgewertet werden sollen, kann der Duhamel Ansatz dennoch verwendet werden. Es sind dann DBM für die Koppelterme im System der Bewegungsgleichungen, d.h. für alle Kombinationen von Anregungs- und Auswertepunkten zu erstellen.

3. Demonstrationsbeispiel

Die Wirkungsweise des hier vorgestellten DBM soll an einem einfachen Testbeispiel veranschaulicht werden. Das System ist in Bild 4 dargestellt. Die horizontale Ausdehnung dient nur der Darstellung, alle Kräfte liegen in einer Wirkungslinie. Auf die Lastzylinder wird eine Belastungshistorie aufgegeben. Die Kraftanforderung wird durch innere Reibung und Berücksichtigung des adiabatischen Effekts modifiziert, außerdem beinhaltet die Modellierung der Zylinder ein einfaches Regelglied. Die Rückkoppelung durch die Punktmassen erfolgt durch Verschiebungen und Geschwindigkeiten. Das DBM soll das System aus Punktmassen M_i , Federn K_i und Dämpfern (viskose Dämpfung D_i , trockene Reibung C_i) ersetzen. Dieser Teil des Systems wird auch als „Struktur“ bezeichnet.

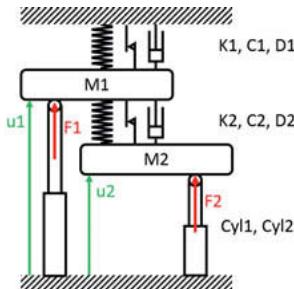


Bild 4: Demonstrationsmodell mit zwei Freiheitsgraden und zwei Anregungspunkten.

Als Testfall werden Belastungen auf die Zylinder in unterschiedlichen Rampen aufgebracht und wieder weggenommen. Außerdem findet ein plötzlicher Steifigkeitssprung der Feder 1 um 50% statt, siehe Abb. 5.

Als Referenz wird das Gesamtsystem mit Simulink simuliert. Für den Einsatz des DBM wird die FMOPsolver Bibliothek von Dynardo an MATLAB gebunden und dort die Interaktion zwischen Lastzylinder und DBM simuliert. Die Abbildungen 6 zeigt die exzellente Übereinstimmung zwischen der Referenzlösung und dem dynamischen DBM.

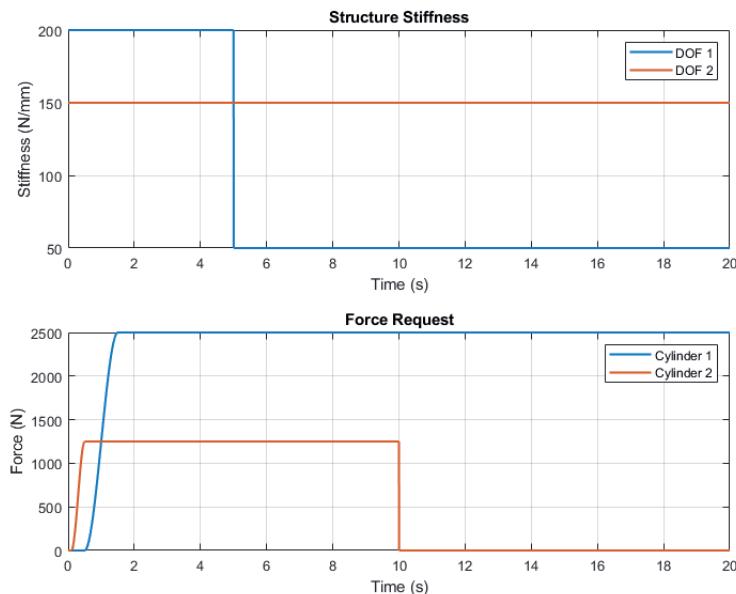


Bild 5: Verläufe der Struktursteifigkeiten und Zylinderkräfte.

4. Fazit, Ausblicke

Data-based Models stellen eine Möglichkeit dar, dynamische Strukturen sehr schnell und dabei genau zu simulieren. Der Einsatz eines DBM in Interaktion mit einem realen Teststand wird zurzeit entwickelt. Dabei ist das Kriterium der Echtzeitfähigkeit zu erfüllen. Daneben ermöglichen DBM auch schnelle Unsicherheitsanalysen, um die funktionale Sicherheit von Komponenten nachzuweisen.

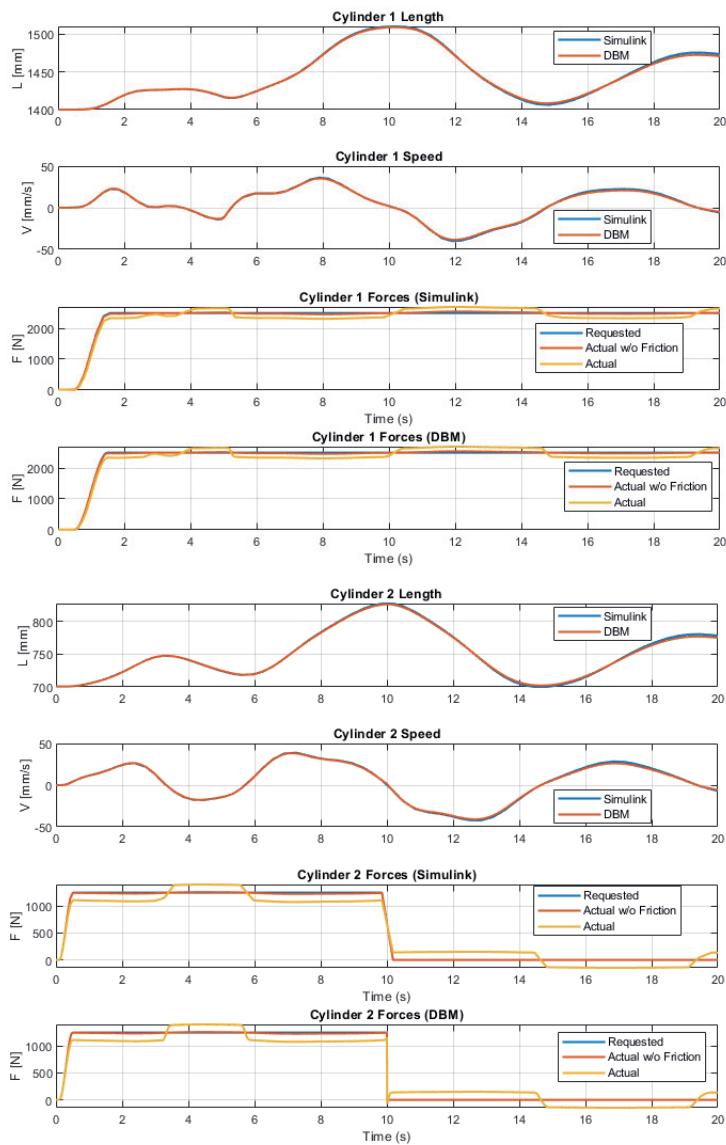


Bild 6: Vergleich der Ergebnisse der Referenz (Simulink) und des DBM.

Die hier vorgestellten Modelle sind mathematischer Natur, im Gegensatz z.B. zu *Reduced Order Models*. Durch die Erweiterung durch eine Zeitintegration ist die Simulation dynamischer Systeme möglich. Die Übertragung auf andere physikalische Phänomene, z.B. Temperaturfluss in Motoren und Steuergeräten, ist möglich.

Durch den Einsatz von DBM in der Flugzeugentwicklung sollen Experimente wesentlich schneller und flexibler durchgeführt werden. Der Aufbau des Teststands wird durch simulierte Strukturkomponenten vereinfacht und ist flexibler für unterschiedliche Flugzeugtypen einsetzbar, indem lediglich die DBM modifiziert werden. „Rig-like“ Simulationen dienen auch der Planung und Absicherung von physikalischen Experimenten. „Aircraft-like“ Tests dagegen können früh in der Entwicklungsphase durchgeführt werden, bevor Originalkomponenten verfügbar sind. Damit werden Entwicklungskosten und -zeiten erheblich reduziert.

Danksagung

Diese Arbeit wird durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie im Rahmen des Luftfahrt - Forschungsprogramms (LUFO) V.3 gefördert.

Literatur

- [1] Bayer, V. et al.: Metamodelling of Dynamic Systems used for Virtual Testing. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage WOST 13. Weimar: Juni 2016.
- [2] Bayer, V. et al.: Signal-Based Metamodels for Predictive Reliability Analysis and Virtual Testing. Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal Vol. 3, No. 1, (2018), S. 342-347.
- [3] Bucher, C.: Computational Analysis of Randomness in Structural Mechanics. Leiden (NL): CRC Press 2009.
- [4] Ghanem R., Spanos, P. D.: Stochastic Finite Elements – a Spectral Approach. Springer Bild 7: Vergleich der simulationsergebnisse der Referenz Ä(Simulink) und des DBM.:1991.
- [5] Brenner, C. E.: Ein Beitrag zur Zuverlässigkeitssanalyse von Strukturen unter Berücksichtigung von Systemuntersuchungen mit Hilfe der Methode der Stochastischen Finite Elemente. Leopold Franzens Universität Innsbruck Diss. 1995.
- [6] Bayer, V., Will, J.: Zufallsfelder in der Robustheits- und Zuverlässigkeitssbeurteilung von Bauteilen. 15. VDI Kongress Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau SIMVEC. Baden-Baden: 2010.
- [7] Most, T., Will, J.: Metamodel of Optimal Prognosis – an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage WOST 5.0. Weimar: 2008.
- [8] Clough, Penzien: Dynamics of Structures. Berkeley: Computers & Structures Inc. 1995.

Verbesserung der Schwingungseigenschaften durch die Nutzung biologisch inspirierter Strukturen

Improving vibration characteristics using biologically inspired structures

Simone Andresen, M.Sc., Alfred-Wegener-Institut,
Helmholtz-Zentrum für Polar- und Meeresforschung, Bremerhaven

Kurzfassung

Strukturen lassen sich durch ihre Eigenschwingungen charakterisieren. Liegen die Struktureigenfrequenzen im Bereich äußerer, anregender Frequenzen, kann es zu Resonanzphänomenen kommen. Durch zusätzliche Dämpfungsmechanismen wird den erhöhten Schwingungsamplituden häufig entgegengewirkt. Um diese zu vermeiden, wäre eine direkte Einstellung oder eine Maximierung der Struktureigenfrequenzen von großer Bedeutung.

In der Natur finden sich hoch optimierte Strukturen. Die Schalen von marinem Planktonorganismen (Diatomeen, Radiolarien) weisen beispielsweise eine Vielzahl an regelmäßigen und unregelmäßigen Waben- und Gitterstrukturen auf, die häufig mehrere Funktionen erfüllen. Die Silikatschalen von Diatomeen zeichnen sich z. B. durch eine hohe Steifigkeit bei geringer Masse aus und dienen bereits als Inspiration für Leichtbaustrukturen. Des Weiteren wird erwartet, dass die Strukturunregelmäßigkeiten einen hohen Einfluss auf die Schwingungseigenschaften haben.

Durch die Nutzung biologisch inspirierter Gitterstrukturen lassen sich die Schwingungseigenschaften verbessern. Erste Studien zeigen, dass mit Zunahme der Strukturunregelmäßigkeit eine Erhöhung der Eigenfrequenzen erzielt werden kann. In Kooperation mit dem Deutschen Elektronen-Synchrotron (DESY) sollen optimierte Magnetträgerstrukturen eines neuen Teilchenbeschleunigers durch Nutzung biologisch inspirierter Optimierung und Gitterstrukturen entwickelt werden, um hohe Eigenfrequenzen und eine hohe Steifigkeit bei geringer Masse zu erreichen. Erste numerische Ergebnisse verdeutlichen, dass der Einsatz von bio-inspirierten Strukturen zu verbesserten Ergebnissen führt.

Abstract

Structures can be characterized by their natural vibrations. If the eigenfrequencies lie in the range of external, exciting frequencies, resonance phenomena can occur. Additional damping mechanisms are often employed to prevent increased vibration amplitudes. To avoid damping, a direct adjustment or maximization of structural eigenfrequencies would be of great interest.

In nature, there are highly optimized structures. The shells of marine plankton organisms (diatoms, radiolarians), for example, show a variety of regular and irregular honeycomb and lattice structures, which often fulfill several functions simultaneously. The silicate shells of diatoms are characterized by a high stiffness at low mass and already serve as inspiration for lightweight structures. Furthermore, it is expected that the structural irregularities have a high impact on the vibration characteristics.

The use of biologically inspired lattice structures leads to improved vibration characteristics. First studies show that increasing structural irregularities result into an eigenfrequency increase. In cooperation with the German Electron Synchrotron (DESY), optimized magnet girder structures of a new particle accelerator will be developed by using biologically inspired optimization and lattice structures. The objectives are to achieve high eigenfrequencies and high rigidity at low mass. First numerical results show that the use of bio-inspired structures leads to improved structural properties.

1. Einleitung

Strukturen lassen sich durch ihre Eigenschwingungen, d.h. durch ihre Eigenfrequenzen und Eigenschwingmoden, charakterisieren. Liegen die Struktureigenfrequenzen im Bereich äußerer, anregender Frequenzen kann es zu Resonanzphänomenen kommen. Vor allem bei zu Schwingungen angeregten Leichtbaustrukturen treten aufgrund ihrer geringen Masse häufig hohe Schwingungsamplituden auf. Die traditionellen Methoden zur Verringerung der Schwingungsamplituden umfassen die Erhöhung der Masse und/oder den Einsatz von Dämpfung. Beides führt jedoch zu einem höheren Gewicht und widerspricht somit dem eigentlichen Ziel der Nutzung von Leichtbaustrukturen. Eine andere Möglichkeit, Resonanzphänomene zu vermeiden und dabei die Masse nicht zu erhöhen, besteht in der direkten Einstellung oder Maximierung der Struktureigenfrequenzen durch Veränderung der Geometrie.

Während technische Leichtbaustrukturen häufig regelmäßig/periodisch aufgebaut sind, finden sich in der Natur verschiedenste, häufig irreguläre Gitter- und Wabenstrukturen, die unterschiedliche Funktionen erfüllen. So lassen sich die silifizierten Zellhüllen von

Kieselalgen (Diatomeen) sowohl durch eine geringe Masse und eine hohe Permeabilität als auch durch eine hohe Festigkeit charakterisieren [1, 2]. Diese Schaleneigenschaften erlauben den Planktonorganismen in den oberen, sonnendurchfluteten und nährstoffreichen Wasserschichten zu schweben und gleichzeitig Angriffe ihrer Fressfeinde, den Ruderfußkrebsen (Copepoden), standzuhalten. Auch Strahlentierchen (Radiolarien) weisen Silikatstrukturen auf, die durch ihre hohe Festigkeit bei geringer Masse beeindrucken. Im Laufe der über Jahrtausende andauernden Evolution entstand eine faszinierende Vielfalt an Diatomeen- und Radiolarienstrukturen (Bild 1). Häufig weisen die Strukturen Gradienten auf, die zu Irregularitäten in der Struktur führen.

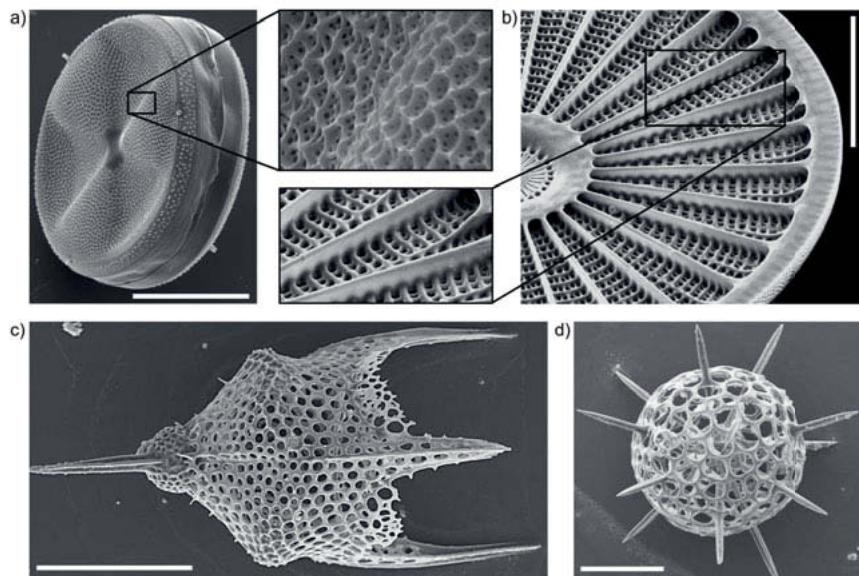


Bild 1: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen von Diatomeen und Radiolarien.
 a) *Actinoptychus senarius*, b) *Arachnoidiscus japonicus*, c) *Pterocanium* sp. und
 d) *Hexacontium* sp. Der Maßstab entspricht jeweils 50 µm.

Die beeindruckenden Strukturen von Planktonorganismen mit ihren Leichtbauprinzipien dienen bereits als Inspiration für verschiedenste technische Anwendungen im Rahmen des bionischen Leichtbaus [3, 4]. Neben den bereits genannten, für die Technik interessanten Eigenschaften der Strukturen - hohe Festigkeit, geringe Masse und hohe Permeabilität - wird

ebenfalls ein Einfluss der Strukturirregularität auf die Eigenfrequenzen der Struktur vermutet. Diatomeen werden von ihren Fressfeinden nicht nur „aufgeknackt“, sondern oft gleichzeitig mit hoher Frequenz geschüttelt. Für das Überleben dieses Angriffs sind somit neben einer hohen Festigkeit der Struktur ebenfalls gute Schwingungseigenschaften der Zellhülle notwendig. Jedoch sind die Eigenfrequenzen von Diatomeenschalen noch nicht *in vivo* gemessen worden. Gutierrez et al. [5] führten Modalanalysen an nachkonstruierten Diatomeenschalen durch. Ihre Ergebnisse deuteten auf eine Schwingungsoptimierung der Diatomeenschalen hin, da ihre Geometrien mit den Eigenmodeformen übereinstimmten. Nach Da Silva & Nicoletti [6] lässt sich eine bestimmte Eigenfrequenz erhöhen, wenn die Struktur die Form des dazugehören Schwingungsmodes annimmt. Weiterführende Untersuchungen sind hier jedoch notwendig.

Unregelmäßige Strukturen bieten ein hohes Potenzial zur Multifunktionalität [7], weshalb sie für viele Anwendungsbereiche von großem Interesse sind. Dieses große Interesse geht einher mit der stetigen Verbesserung von additiven Fertigungsverfahren, die es erlauben, komplexe Gitterstrukturen zu realisieren [8]. Der Einfluss struktureller Unregelmäßigkeiten auf die mechanischen Eigenschaften ist bereits mehrfach untersucht worden. Frühere Untersuchungen von z.B. Silva et al. [9] an 2D Strukturen wiesen darauf hin, dass die elastischen Eigenschaften regelmäßiger Honigwaben nahezu mit denen unregelmäßig angeordneter Zellstrukturen übereinstimmen. Jedoch zeigten Van der Burg et al. [10], Zhu et al. [11] und Zhu et al. [12], dass sich der Elastizitätsmodul signifikant mit der Zunahme an Strukturunregelmäßigkeiten erhöht. Bezogen auf die Schwingungseigenschaften ist bei einer Erhöhung des Elastizitätsmoduls eine Zunahme der Eigenfrequenzen zu erwarten, wie z.B. die Formeln für einfache Stäbe, Balken und Platten zeigen [13].

Teilchenbeschleuniger spielen eine wichtige Rolle in verschiedensten Forschungsfeldern. In ihnen werden fast bis auf Lichtgeschwindigkeit beschleunigte Teilchen durch Magnetfelder auf ihrer Bahn gehalten. Während Teilchenphysiker mit Hilfe frontal aufeinandertreffender Teilchen den Ursprung der Materie untersuchen, nutzen Biologen, Materialwissenschaftler und Mediziner die energiereiche Röntgenstrahlung, um Materialien und Strukturen zu analysieren oder natürliche Vorgänge in kleinsten Maßstäben zu filmen.

Die Forschungsanwendungen erfordern immer kleinere Strahlgrößen der Teilchenpakete für die Experimente, um kleinere Skalen aufzulösen. Dabei wird die Strahlgröße durch Schwingungen der Magnetträgerstrukturen, die durch die Umgebungsbedingungen (z.B. Verkehr, Maschinen) angeregt werden, beeinflusst. Dies führt zur Aufweitung des Strahls. Es gilt, die durch (äußere) Schwingungen hervorgerufenen Abweichungen während der gesamten Beschleunigungsstrecke möglichst gering zu halten. Dabei sollen die

Magnetaufbauten möglichst hohe Eigenfrequenzen haben und den Einfluss der Umgebungsbedingungen – wenn möglich – dämpfen.

In dieser Arbeit sollen erste Ergebnisse dargestellt werden, die auf höhere Eigenfrequenzen von unregelmäßigen Gitterstrukturen gegenüber regelmäßigen Gitterstrukturen hindeuten. Darüber hinaus wird der Einsatz von biologisch inspirierten Optimierungsprinzipien auf Magnetträgerstrukturen von Teilchenbeschleunigern diskutiert.

2. Material und Methode

2.1 Gitterstrukturen

Verschiedene Gitterstrukturen wurden unter Verwendung der Software Rhinoceros (Version 6 SR10, Robert McNeel & Associates) und dem Plug-In Grasshopper® (Version 1.0.0007) entwickelt. Die zusätzliche Software ELISE (www.elise.de) erlaubte die Generierung einfacher und komplexer Gitter. Die folgenden drei Gitter wurden konstruiert:

a) Regelmäßiges Gitter mit konstantem Strebenschnitt:

Das Gitter basierte auf der Vervielfältigung einer Einheitszelle in die drei Raumrichtungen. Die Strebenschnitte waren konstant und alle Winkel zwischen den Strebenschnitten und der Horizontalen fertigungsbedingt größer als 35°.

b) Regelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenschnitten:

Die Gitterstrebenschnitte waren angeordnet wie bei Gitter a). Mit Hilfe von Optimierungsrechnungen, in denen jede Strebe in einzelne Abschnitte variablen Querschnitts unterteilt wurde, ergab sich eine optimale Querschnittsverteilung der Strebenschnitte.

c) Unregelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenschnitten:

Das Gitter basierte auf einer Punkteverteilung. Durch die Verbindung der Punkte untereinander ergaben sich die Gitterstrebenschnitte. Die optimale Punkteverteilungsdichte sowie die Verteilung der Strebenschnitte wurden in Optimierungsrechnungen ermittelt. Die Winkel zwischen den Strebenschnitten und der Horizontalen waren größer als 45°.

Aus b) und c) wurden die Gitter mit der jeweils höchsten ersten Eigenfrequenz ausgewählt.

Alle drei Gitter wurden aus Aluminium (AlSi10Mg) additiv gefertigt (Bild 2). Sie wiesen eine Masse von $124,3 \pm 0,7$ g auf.

Eigenfrequenzmessungen wurden in Kooperation mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Bremen, durchgeführt. Eine mit Beschleunigungssensoren versehene und auf der Adapterplatte des Shakers befestigte Gitterstruktur ist in Bild 3 zu erkennen.

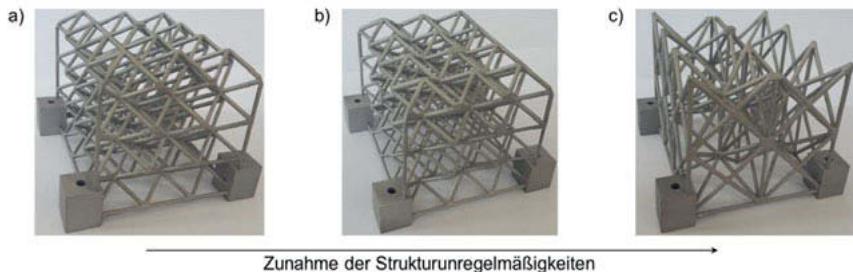


Bild 2: a) Regelmäßiges Gitter mit konstantem Strebenschnitt, b) regelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenschnitten und c) unregelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenschnitten. Der Grad an Strukturunregelmäßigkeiten nimmt von a) über b) nach c) zu.

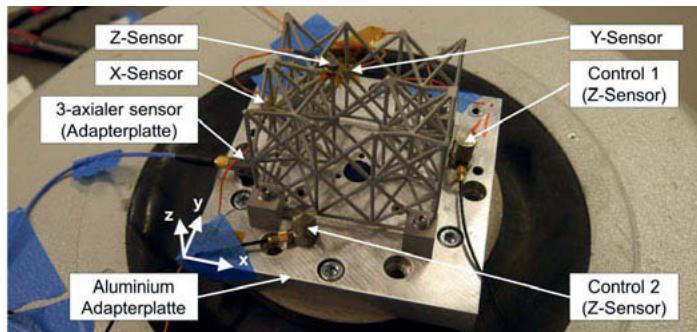


Bild 3: Testkörper (hier: Gitterstruktur c) befestigt auf dem Shaker. Alle genutzten Messsensoren sind markiert.

Jede Gitterstruktur wurde über einen Zeitraum von 4 min mit weißem Rauschen angeregt. Die Frequenzauflösung lag bei 0,5 Hz. Der Frequenzbereich und das Niveau sind der Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Eigenschaften der Eigenfrequenzmessungen der drei Testkörper.

Testkörper	Frequenzbereich	Niveau	Globales Niveau
a)	500 - 2500 Hz	5.0e-04 g ² Hz ⁻¹	1.000 g _{RMS}
b)	500 - 2500 Hz	5.0e-04 g ² Hz ⁻¹	1.000 g _{RMS}
c)	500 - 4000 Hz	3.0e-04 g ² Hz ⁻¹	1.025 g _{RMS}

2.2 Magnetträgerstrukturen

Zwei verschiedene Ansätze zur Entwicklung von Magnetträgerstrukturen wurden miteinander verglichen.

a) Topologieoptimierung:

Die Topologieoptimierung erlaubte das Auffinden der bestmöglichen Struktur innerhalb des definierten Designraumes zum Erreichen der gewünschten Ziele. In Anlehnung an natürliche Knochenstrukturen wurde das Material entlang der Lastpfade verteilt.

b) Weiterführenden Querschnitts- und Dickenoptimierungen:

Da das Ergebnis einer Topologieoptimierung nicht die optimale Dimensionierung der Strukturelemente beinhaltet, wurden basierend auf der Topologieoptimierung weiterführende Querschnitts- und Dickenoptimierungen unter Verwendung der Evolutionsstrategie durchgeführt, um Strukturen mit besseren Eigenschaften zu generieren.

Exemplarisch wurden die beiden Designansätze auf einen 4,2 m langen Magnetträger des aktuell betriebenen Teilchenbeschleunigers PETRA III (Deutsches Elektronen-Synchrotron, Hamburg) mit dem Ziel einer hohen ersten Eigenfrequenz, einer hohen Steifigkeit und einer geringen Masse angewendet. Für detailliertere Informationen zu der Untersuchung wird auf Andresen [14] verwiesen.

3. Ergebnisse

3.1 Gitterstrukturen

Die Messergebnisse zeigten eine Zunahme der ersten Eigenfrequenz von 1810 Hz für Struktur a über 1995 Hz für Struktur b zu 2565 Hz für Struktur c (Bild 4). Mit zunehmenden Strukturunregelmäßigkeiten konnte folglich die erste Eigenfrequenz um bis zu 42% erhöht werden.

3.2 Magnetträgerstrukturen

Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist in Bild 5 erkennbar und ähnelte einer Brückenform. Im Vergleich zu den Ergebnissen der weiterführenden Querschnitts- und Dickenoptimierungen wies die Ergebnisstruktur der Topologieoptimierung zwar eine geringe Masse und eine geringe maximale Verformung auf, jedoch war ihre erste Eigenfrequenz ebenfalls sehr niedrig. Die weiterführenden Optimierungen erlaubten die Generierung einer Vielzahl an Strukturen, von denen manche zwar höhere Massen und größere maximale Verformungen, viele aber insgesamt bessere Eigenschaften als die Struktur der Topologieoptimierung aufwiesen.

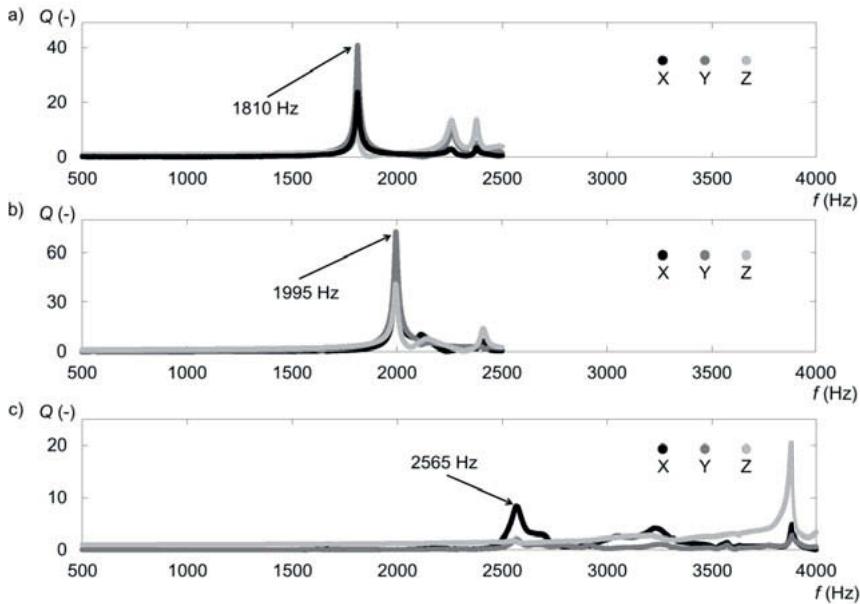


Bild 4: Transferfunktion (Q-Wert) in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz für die Testkörper a (regelmäßiges Gitter mit konstantem Strebenquerschnitt), b (regelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenquerschnitten) und c (unregelmäßiges Gitter mit unregelmäßigen Strebenquerschnitten). Die jeweils erste Eigenfrequenz ist markiert.

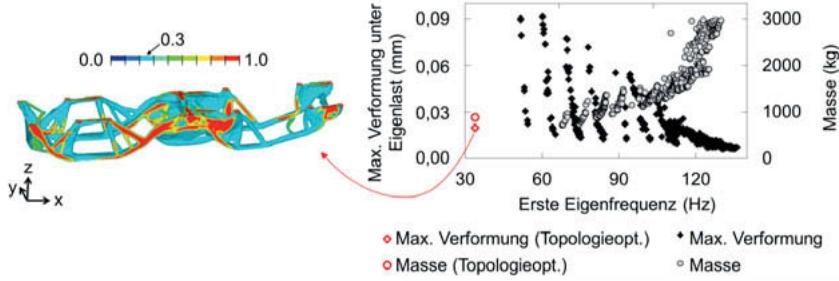


Bild 5: Links: Ergebnis der Topologieoptimierung. Die Farbskala stellt die künstliche Elementdichte zwischen 0 und 1 dar. Alle Elemente mit einer Dichte größer 0,3 sind dargestellt. Rechts: Ergebnisse der weiterführenden Optimierungen. Die maximale Verformung unter Eigenlast sowie die Strukturmasse sind in Abhängigkeit von der

ersten Eigenfrequenz dargestellt. In rot sind die Eigenschaften des links dargestellten Topologieoptimierungsergebnisses markiert.

4. Diskussion

Die Messergebnisse der Gitterstrukturen verdeutlichen, dass eine Maximierung von Eigenfrequenzen durch den Einsatz von Strukturunregelmäßigkeiten möglich ist. Dabei sind die Unregelmäßigkeiten in den untersuchten Strukturen so gering ausgeprägt, dass eine additive Fertigung einfach möglich war. Es ist zu erwarten, dass sich die Eigenfrequenzen durch einen noch höheren Grad an Strukturunregelmäßigkeiten noch weiter höhen. Weiterführende Untersuchungen zu dieser Thematik sind notwendig.

Im Hinblick auf die Designansätze für Magnetträgerstrukturen führen weitergehende Querschnitts- und Dickenoptimierungen im Anschluss an eine Topologieoptimierung zu verbesserten Eigenschaften. Aus der Vielzahl an generierten Strukturen lässt sich die Struktur auswählen, die den besten Kompromiss aus den gewünschten Zielen darstellt.

5. Fazit

Biologisch inspirierte, unregelmäßige Strukturen bieten nicht nur für den Leichtbau ein großes Potenzial, sondern erlauben auch eine Verbesserung von Schwingungseigenschaften. Eine Zunahme an Strukturunregelmäßigkeiten erlaubt erhöhte Eigenfrequenzen, welche so aus dem Bereich anregender Frequenzen entfernt werden können. Dadurch lassen sich zusätzliche Dämpfungsmechanismen vermeiden.

6. Literatur

- [1] Hamm, C.E., Merkel, R., Springer, O., Jurkojc, P., Maier, C., Prechtel, K. & Smetacek, V. (2003): Architecture and material properties of diatom shells provide effective mechanical protection, *Nature* 421, 6925, 841-843.
- [2] Round, F.E., Crawford, R.M. & Mann, D.G. (1990): *Diatoms: Biology and Morphology of the Genera*, Cambridge: Cambridge University Press.
- [3] Maier, M., Niebuhr, N., Hamm, C. & Thoben, K.-D. (2015): Eine Konstruktionsmethodik des bionischen Leichtbaus, *Lightweight Design* 8.3, 34-39.
- [4] Heinrichs, A., Frank, P., Siegel, D., Frank, M. (2017): Bionische Entwicklung einer additiv gefertigten A-Säulen-Verstärkung, *Karosseriebautage Hamburg*, Springer, 43-56.

- [5] Gutiérrez A., Gordon R., Dávila L.P. (2017): Deformation modes and structural response of Diatom frustules, *Journal of Materials Science and Engineering with Advanced Technology* 15 (2), 105-134.
- [6] Da Silva, G.A.P. & Nicoletti, R. (2017): Optimization of natural frequencies of a slender beam shaped in a linear combination of its mode shapes, *Journal of Sound and Vibration* 397, 92-107.
- [7] Evans, A.G., Hutchinson, J.W., Fleck, N.A., Ashby, M.F., Wadley, H.N.G. (2001): The topological design of multifunctional cellular metals, *Progress in Materials Science* 46, 309-327.
- [8] Thompson, M.K., Moroni, G., Vaneker, T., Fadel, G., Campbell, R.I., Gibson, I., Bernard, A., Schulz, J., Graf, P., Ahuja, B., Martina, F. (2016): Design for additive manufacturing: Trends, opportunities, considerations, and constraints, *CIRP Annals* 65, 737-760.
- [9] Silva, M.J., Hayes, W.C., Gibson, L.J., (1995): The effects of non-periodic microstructure on the elastic properties of two-dimensional cellular solids, *International Journal of Mechanical Sciences* 37, 1161-1177.
- [10] Van der Burg, M.W.D., Shulmeister, V., Van der Geissen, E., Marissen, R. (1997): On the linear elastic properties of regular and random open-cell foam models, *Journal of Cellular Plastics* 33, 31-54.
- [11] Zhu, H.X., Hobdell, J.R., Windle, A.H. (2000): Effects of cell irregularity on the elastic properties of open-cell foams, *Acta Materialia* 48, 4893-4900.
- [12] Zhu, H.X., Hobdell, J.R., Windle, A.H. (2001): Effects of cell irregularity on the elastic properties of 2d voronoi honeycombs, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 49, 857-870.
- [13] Gross, D., Hauger, W., Wriggers, P. (2014): Technische Mechanik 4. Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden. 9. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- [14] Andresen, S. (2018): Optimizing the PETRA IV Girder by Using Bio-Inspired Structures, In: Schaa, V.R.W., Tavakoli, K., Tilmont, M. (Eds.), *Proceedings of the 10th Mechanical Engineering Design of Synchrotron Radiation Equipment and Instrumentation (MEDSI'18) Conference*, JACoW Publishing, Geneva, Switzerland, 297-301.

Beeinflussung von Antriebsstrangschwingungen zur Lebensdauerverlängerung von Zahnradgetrieben

**Yvonne Gretzinger, Jonathan-Lee Nosch,
Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche,
Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart**

Kurzfassung

Innerhalb dieser Arbeit wird eine Betriebsstrategie zur Lebensdauersteigerung von Verzahnungen bezüglich Grübchen vorgestellt, um so eine Verlängerung der Nutzungsphase von Getrieben zu ermöglichen. Ziel dieser Strategie ist eine Lebensdauersteigerung ohne Leistungseinbuße was durch eine angepasste Schwingung innerhalb im Eingangsmoment erreicht wird. Frequenz und Phasenlage werden dabei so eingestellt, dass eine Periode genau einer Umdrehung entspricht und das Minimum anliegt, wenn der schwächste Zahn im Eingriff ist. Die Betriebsstrategie wurde in einem Simulinkmodell umgesetzt, welches mit drei unterschiedlichen Eingangssignalen die Schwingung im System anpasst. Hier ist eine Sinusschwingung denkbar aber auch pulsförmige Signale. Über die gewählte Schwingung kann im Anschluss für jeden einzelnen Zahn das anliegende Drehmoment bestimmt und daraus die Lebensdauer prognostiziert werden. Die Ergebnisse werden exemplarisch für den kritischsten Zahn aufgezeigt.

Abstract (optional)

Within this work an operating strategy to increase the service life time of gearings referring pittings is introduced in order to allow an extension of utilization phase of transmissions. Aim of this strategy is an increased service lifetime without loss of performance of the transmission. This is achieved by an adapted periodic input torque. The frequency and phase are adjusted so that the period correlates with one revolution and the minimum is applied to the gear mesh of the weakest tooth. The operating strategy was realized in a Simulink model which adapts the oscillation in the system with three different input signals. A sinusoidal oscillation is conceivable here, but also pulsed signals. The chosen oscillation can then be used to determine the applied torque for each individual tooth and predict the service life. The results are illustrated by the example of the most critical tooth.

1. Einleitung und Stand der Technik

Eine der kritischsten Ausfallursachen bei Zahnrädern ist die Grübchenbildung. Hierbei handelt es sich um Ausbrüche aus der Zahnflanke unterhalb des Wälzkreises aufgrund von Materialermüdung [1]. Bei einsatzgehärteten Zahnrädern ist in der Regel nur ein Zahn für den Ausfall des Gesamtsystems des Zahnrades und somit des Getriebes verantwortlich [2]. Alle weiteren Zähne sind zum Zeitpunkt des End of Life (EOL) Kriteriums von 4 % Grübchenfläche bezogen auf eine aktive Zahnflanke noch intakt oder haben nur kleine Grübchen [2].

Zur Erhöhung der Lebensdauer von Verzahnungen wird mit aktuellen Ansätzen das gesamte Eingangsrehmement des Getriebes ab einer bestimmten Schädigungssumme reduziert [3]. Mit dieser Belastungsreduktion kann eine Erhöhung der Getriebe-Lebensdauer erreicht werden, jedoch geht damit ein Leistungsverlust einher. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit eine Betriebsstrategie vorgestellt, welche das Drehmoment gezielt variiert, sodass die Belastung am schwächsten und somit vorgeschiedigten Zahn reduziert wird. Die Belastung an den intakten Zähnen wird erhöht, sodass die Lebensdauer ohne eine Einbuße der Leistung und bei vollem Funktionsumfang erhöht werden kann. Dies ist aufgrund der Streuung der Belastbarkeit der einzelnen Zähne möglich. Diese Betriebsstrategie wurde im Folgenden in Matlab/Simulink umgesetzt, um das theoretische Potential zu untersuchen. Als Basis dient ein elektrischer Verspannungsprüfstand und die Lebensdauerbetrachtung wird mit Hilfe von Wöhlerkurven prognostiziert.

2. Betriebsstrategie

Im Stand der Technik wird dem Getriebe ein konstantes Antriebsmoment aufgeprägt, bis es zum Systemausfall kommt. Diese ist in Bild 1 auf der linken Seite dargestellt. Im Gegensatz dazu wird innerhalb der Betriebsstrategie (Bild 1 rechts) eine erkannte Vorschädigung in Form von einem Grübchen kleiner 4 % genutzt und diese Information zu einer Steuereinheit am Antrieb des Getriebes geleitet. Hier kann anschließend im Rahmen eines PHM- (Prognostics and Health Management) Verfahrens eine lokale Belastungsreduktion an der vorgeschiedigten Stelle eingeleitet werden. Durch diese Entlastung wird das Wachstum des Grübchens verzögert und somit die Lebensdauer des Zahnradgetriebes verlängert. PHM bietet dabei vielfältige Einsatzmöglichkeiten, wie zum Beispiel in [4] gezeigt wird. Hier wird PHM zur Diagnose von Wälzlagern eingesetzt, indem Signale von Beschleunigungsaufnehmer zur Bestimmung der Remaining Useful Life (RUL) herangezogen werden.

Die lokale Entlastung des vorgeschiedigten Zahnes erfolgt mit Hilfe einer angepassten Schwingung im Antriebsmoment. Im ersten Schritt wird die Frequenz direkt aus der Drehzahl berechnet. Die Periode wird so reguliert, dass sie genau einer Umdrehung des Zahnrades

entspricht. Im nachfolgenden Schritt wird das Minimum über eine Phasenverschiebung in den Bereich des vorgeschädigten Zahnes verschoben. Mit dieser Anpassung erfährt der vorgeschädigte Zahn bei jedem Zahneingriff das minimale Antriebsmoment und die Schädigung wird somit verringert. Durch den hohen Wöhlerexponent bei Zahnradgrübchen können mit geringen Entlastungen große Lebensdauerverlängerungen erzielt werden. Die gegenüberliegenden Zähne, welche noch keine Vorschädigung aufweisen, liegen im Bereich des Schwingungsmaximums und werden höher belastet. Aufgrund von Materialeigenschaften, Fertigungstoleranzen und Geometrieparametern sind nicht alle Zähne gleich belastbar. Sie unterliegen einer Streuung, wodurch der Grübchenschaden am schwächsten Zahn zum Systemausfall führt. Der schwächste Zahn wird daher als der Zahn definiert, welcher zum Systemausfall führt. Alle anderen Zähne können daher höheren Belastungen ausgesetzt werden.

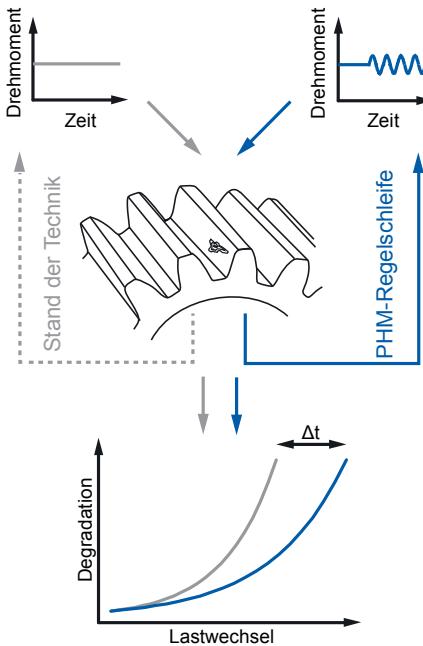


Bild 1: Schematische Darstellung der Betriebsstrategie (rechts) im Vergleich zum Stand der Technik (links)

Insgesamt lässt sich durch diese Betriebsstrategie eine Lebensdauersteigerung des Getriebes bei gleichbleibender mittlerer Leistung erreichen. Zudem bleibt der gesamte Funktionsumfang erhalten. Unter der Annahme, dass die Lebensdauer bereits ausreichend dimensioniert ist, kann als Alternative auch die Zahnbreite reduziert oder eine geringere Fertigungstoleranz angestrebt werden. Als Vorteil ist damit eine Materialeinsparung bzw. die Senkung von Fertigungskosten zu nennen.

3. Elektrischer Verspannungsprüfstand

Am Institut für Maschinenelemente existiert ein elektrischer Verspannungsprüfstand, welcher für Lebensdauerversuche an Verzahnungen eingesetzt werden kann. Im Vorfeld dieser Arbeit wurden an diesem Prüfstand Versuche zum Grübchenwachstum an einer Serienverzahnung durchgeführt [5]. Aus diesem Grund wurde der Aufbau des Prüfstands als Basis für die Umsetzung der Betriebsstrategie in Matlab/Simulink verwendet. Der Prüfstand, welcher in Bild 2 dargestellt ist, verfügt über einen Antriebsmotor mit 330 kW Leistung. Daran angeschlossen ist ein Versuchsgetriebe mit nur einer Stirnradübersetzung zum Abtrieb. Hier wird das Belastungsmoment über einen zweiten Elektromotor mit 460 kW aufgebracht.

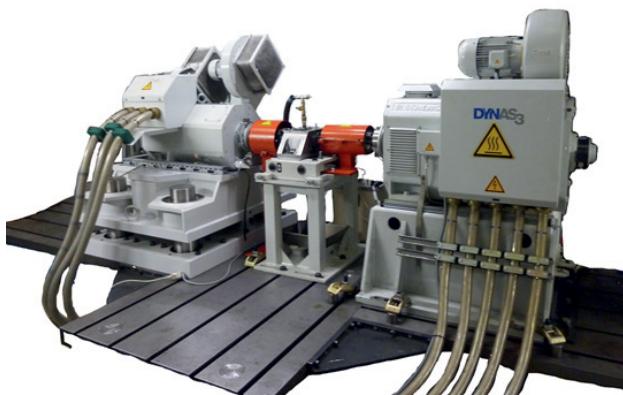


Bild 2: Elektrischer Verspannungsprüfstand am Institut für Maschinenelemente mit Antriebsmotor (links), Prüfgetriebe (mitte) und Abtriebsmotor (rechts)

Die verwendete Serienverzahnung weist am Ritzel 21 Zähne und am Abtriebsrad 41 Zähne auf. Die Untersuchungen zum Grübchenwachstum an den Zahnflanken wurden mit einem konstanten Antriebsmoment von 175 Nm bzw. 200 Nm durchgeführt. Der Abtrieb wurde auf eine konstante Drehzahl von 1300 1/min geregelt. Resultat dieser Versuche sind Wöhlerkur-

ven bei unterschiedlich großen Grübchenflächen [5]. Diese Wöhlerkurven werden nachfolgend für eine genauere Betrachtung der Betriebsstrategie herangezogen.

4. Theoretische Untersuchungen in Matlab/Simulink

Die Betriebsstrategie wird in Matlab/Simulink umgesetzt. Wie in Bild 3 ersichtlich, werden zwei Elektromaschinen in das System eingefügt, der Antriebsmotor wird drehmomentgeregt, der Abtrieb drehzahlgeregelt. Diese Vorgaben sind in Bild 3 blau hervorgehoben. Dazwischen befindet sich eine einfache Getriebeübersetzung mit $i=1,953$. Damit der Abtrieb auch bei einer Momentenschwingung am Antrieb eine annähernd konstante Drehzahl hält, wird ein PID-Regler für die Drehzahl und das Drehmoment am Abtrieb eingefügt.

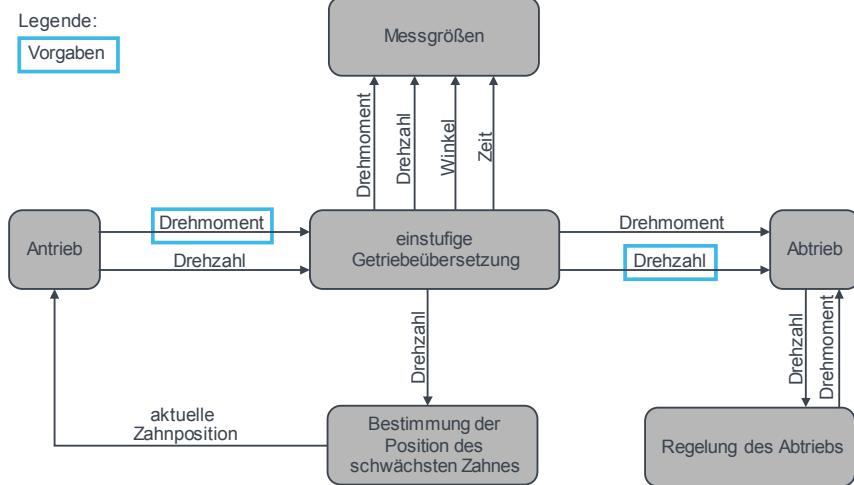


Bild 3: Schematischer Aufbau des Simulinkmodells

Zusätzlich zur Drehzahl und zum Moment am Getriebeein- und -ausgang muss zu jedem Zeitpunkt der Verdrehwinkel des Ritzels bekannt sein. Nur mit dieser Information kann die Antriebsstrangschwingung zur lokalen Entlastung korrekt aufgebracht werden. Aus diesem Grund wird ausgehend von der Drehzahl die Position des schwächsten Zahnes bestimmt. Kommt dieser Zahn in Eingriff, muss das Minimum der Schwingung anliegen.

Ist die Schwingung bezüglich Frequenz und Phasenlage angepasst, kann für jeden Zahn das mittlere anliegende Drehmoment bestimmt werden. Dies wird über sogenannte Sensoren im Simulinkmodell erreicht. Zusätzlich werden durch weitere Sensoren auch die Drehzahl, der Winkel des Ritzels sowie die Zeit aufgenommen, was durch die Messgrößen im Schema verdeutlicht wird. Mit diesen Größen kann im Nachgang eine Lebensdauerberechnung vor-

genommen werden. Hierfür wird aus den Verzahnungsdaten und der DIN 3990 eine Wöhlerkurve für den Systemausfall erstellt. Das anliegende Drehmoment für jeden einzelnen Zahn wird ebenfalls über die Norm in eine Spannung umgerechnet und somit die Lebensdauer mit der Wöhlerkurve abgeschätzt. Das Vorgehen dieser Lebensdauerbetrachtung ist in Bild 4 dargestellt.

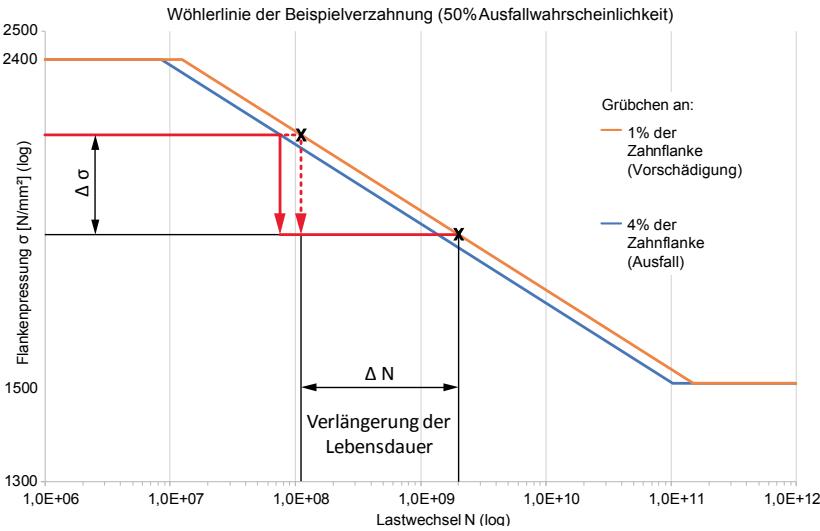


Bild 4: Lebensdauerbetrachtung innerhalb der Betriebsstrategie mit Wöhler

Mit der berechneten Spannung und der Wöhlerkurve wird die Referenz-Lebensdauer nach dem Stand der Technik berechnet. Diese bezieht sich nach Norm auf den Systemausfall, welcher durch das EOL Kriterium von 4 % Grübchenfläche bezogen auf eine aktive Zahnflanke charakterisiert ist [2]. Diese Wöhlerkurve wird im Anschluss parallel nach links geschoben, um eine Wöhlerkurve für z.B. 1,0 % Grübchenfläche zu erhalten. Die Differenz zwischen den Wöhlerkurven von 1 % und 4 % Grübchenfläche wurde aus den vorangegangenen Versuchen bestimmt und im Modell dementsprechend hinterlegt. Innerhalb der Lebensdauerberechnung der Betriebsstrategie wird nun bei dem konstanten mittleren Moment die Lastwechselanzahl der einzelnen Zähne bis zur Wöhlerkurve von 1 % Grübchenfläche bestimmt. Ab diesem Zeitpunkt startet die Betriebsstrategie und jeder Zahn erhält ein definiertes Moment. Mit diesem Moment werden dann die zusätzlichen Lastwechsel bis zur Wöhlerkurve von 4 % prognostiziert. In Bild 4 ist beispielhaft der Fall des schwächsten Zahnes ab-

gebildet. Dieser erfährt eine Spannungsreduktion ab dem Zeitpunkt von 1 % Grübchenfläche und darauf basierend wird die Lebensdauerverlängerung berechnet. Diese Veränderung ist die Differenz zwischen den neu berechneten Lastwechseln der Betriebsstrategie und der Referenz-Lebensdauer.

Die beschriebene Lebensdauerberechnung kann mit unterschiedlichen Eingangssignalen durchgeführt werden. Das Eingangssignal bezieht sich hierbei auf die Variation des Drehmoments am Antrieb. Es stehen insgesamt drei Möglichkeiten zur Verfügung: eine Sinusschwingung und zwei pulsförmige Signale, siehe Bild 5. Das mittlere Antriebsmoment ohne die Betriebsstrategie ist jeweils durch die rote Linie angedeutet. Die blaue Kurve beschreibt das jeweilige Eingangssignal des Antriebsmoments mit der Betriebsstrategie. Das Minimum liegt jeweils bei der hellblauen vertikalen Linie, welche die Position des schwächsten Zahns verdeutlicht.

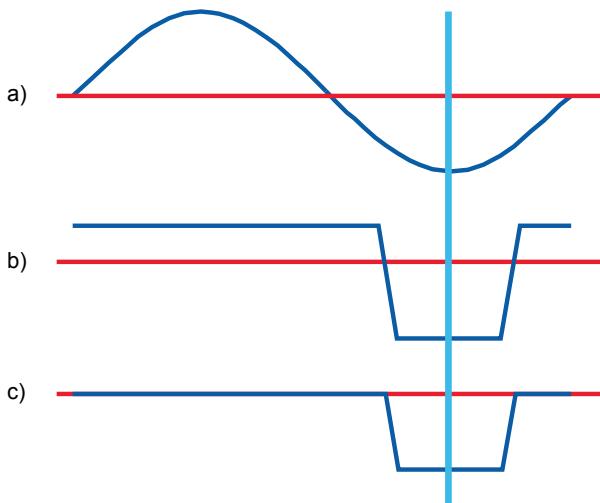


Bild 5: Verschiedene Eingangssignale der Betriebsstrategie; konstantes Antriebsmoment ohne Betriebsstrategie in rot, angepasstes Antriebsmoment in blau; a) Sinussignal, b) Sprungfunktion mit $P=cons.$, c) Sprungfunktion mit $P \neq const.$

Die Sinusschwingung (Bild 5a) ist eine sehr einfache Möglichkeit der lokalen Belastungsreduktion. Hier muss lediglich die Amplitude der Schwingung angegeben werden und die Periode und Phasenlage wird automatisch berechnet. Auch ist bei diesem Eingangssignal immer eine konstante mittlere Leistung gewährleistet. Bei den zwei pulsförmigen Signalen muss ebenfalls die Amplitude der Schwingung angegeben werden. Hieraus wird dann beim ersten

Signal (Bild 5b) die durchschnittliche Erhöhung bei allen andern Zähnen berechnet. Das zweite pulsförmige Signal (Bild 5c) verändert lediglich das Moment am schwächsten Zahn. Alle weiteren Zähne bleiben auf dem konstanten Niveau, welches auch ohne Betriebsstrategie anliegt. Somit ist lediglich das erste pulsförmige Signal ohne Leistungseinbuße realisiert. Bei der zweiten Variante wird eine minimale Leistungseinbuße in Kauf genommen. Bei beiden pulsförmigen Signalen kann der Bereich des Minimums variiert werden. Hier spielt vor allem die Messgenauigkeit eine Rolle, inwiefern der schwächste Zahn wirklich zahngenau bestimmt wer kann oder es lediglich möglich ist, einen Bereich am Zahnrad anzugeben. Dementsprechend kann ein schmälerer oder breiterer Bereich für das Minimum eingestellt werden. Diese Lokalisierung des Grübchens ist allerdings nicht Teil der vorliegenden Arbeit und wird daher nicht näher betrachtet.

5. Ergebnisse der Lebensdauerbetrachtung

Mit dem Simulinkmodell lassen sich mit unterschiedlichen Eingangssignalen die Drehmomente an jedem einzelnen Zahn bestimmen. Diese zahngenauen Drehmomente sind essenziell, um die Spannung und daraus die Lebensdauer mit Hilfe der Wöhlerkurven für jeden Zahn zu berechnen. Ein beispielhaftes Ergebnis dieser Drehmomentbestimmung ist in Bild 6 dargestellt.

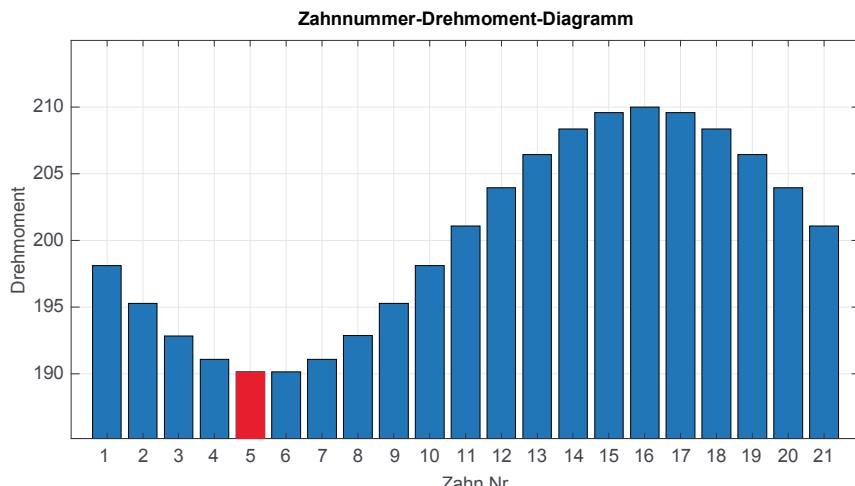


Bild 6: Beispielhafte Drehmomente an jedem einzelnen Zahn; Sinusschwingung, mittleres Moment: 200 Nm, Amplitude: 10 Nm, schwächster Zahn: 5

Hier wird als mittleres Drehmoment 200 Nm bei einer Schwingungsamplitude von 10 Nm gewählt. Der schwächste Zahn ist in diesem Beispiel Nummer 5, an welchem auch das Drehmomentminimum der Schwingung anliegt. Durch das modifizierte Sinussignal am Getriebeeingang haben insgesamt 10 Zähne eine reduzierte, die anderen 11 Zähne jedoch eine erhöhte Belastung. Im Mittel über eine Umdrehung bleibt die Leistung jedoch konstant auf dem Niveau ohne Schwingung. Somit ist die Betriebsstrategie nicht mit einer Leistungseinbuße verbunden.

Das zahngenaue Moment aus der Betriebsstrategie wird im Folgenden für das Prognostizieren der Lebensdauer je Zahn verwendet. Bei dieser Betrachtung muss beachtet werden, dass sowohl experimentelle Wöhlerlinien von Verzahnungen als auch die Wöhlerlinie nach der DIN 3990 / ISO 6336 nur für den Systemausfall und somit den schwächsten Zahn gelten [6,7]. Alle anderen Zähne sind zu dem Zeitpunkt des Systemausfalls noch intakt. Aus diesem Grund können diese auch die höhere Belastung aus der Betriebsstrategie aufnehmen. Für eine Lebensdauerbetrachtung nach Wöhler ist somit aber auch eine Ausfallverteilung der restlichen Zähne notwendig, was derzeit nicht vorhanden ist. Diese Untersuchung ist Teil von weiteren Forschungsarbeiten.

Derzeit liegt nur die Ausfallverteilung des schwächsten Zahnes des Ritzels aus Prüfstandsversuchen vor. Aus diesem Grund wird die Lebensdauerabschätzung innerhalb der vorliegenden Arbeit lediglich exemplarisch am schwächsten Zahn und anhand eines 1-Stufen Kollektivs vorgenommen. Bei dem oben dargestellten Beispiel mit 10 Nm Amplitude stellt sich eine Lebensdauersteigerung von 7,5 Mio. Lastwechseln ein. Das entspricht bezogen auf die Lastwechselzahl bei 200 Nm einer Erhöhung um über 50 %, was durch den hohen Wöhlerexponent von ca. 8,5 erreicht wird. Für alle weiteren Zähne läuft diese Berechnung identisch ab, jedoch muss eine andere Ausfallverteilung zu Grunde gelegt werden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb der vorliegenden Arbeit wurde eine Betriebsstrategie zur lokalen Belastungsreduktion an Verzahnungen vorgestellt. Mit Hilfe dieser Strategie lässt sich die Lebensdauer von Verzahnungen und somit von Getrieben ohne Leistungseinbuße steigern. Dies geschieht über eine angepasst Schwingung im Antriebsmoment, welche in einem Simulinkmodell umgesetzt wurde. Mit Hilfe des Modells kann zum einen die Schwingung beeinflusst und an die jeweilige Betriebssituation angepasst und zum anderen das zahngenaue Moment berechnet werden. Über dieses Moment an jedem einzelnen Zahn wurde im Anschluss eine Lebensdauerbetrachtung für den schwächsten Zahn durchgeführt.

Für die Betrachtung der Lebensdauer aller Zähne müssen Verteilungsfunktionen für die intakten Zähne erarbeitet werden. Erst dann ergibt sich das gesamte Potential der Betriebsstrategie. Auch muss die Messtechnik zur Lokalisierung der Grübchen am Umfang weiter untersucht werden. Ist eine Messung des schwächsten Zahnes im Betrieb gar nicht möglich, ist trotzdem eine Anwendung in langsam laufenden Getrieben denkbar. Hier könnte z.B. innerhalb von Wartungsarbeiten ein kleines Grübchen erkannt, dieses direkt in Eingriff gedreht und danach das System direkt mit dem Minimum des Antriebsmoments gestartet werden. Ein mögliches Anwendungsfeld ist hierbei die Windenergie. Zudem ist in weiteren Arbeiten eine Validierung der Betriebsstrategie und der berechneten Lebensdauersteigerung erforderlich.

Literatur:

- [1] H. Naunheimer, B. Bertsche, G. Lechner, *Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [2] G. Niemann, H. Winter, *Maschinenelemente – Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen – Stirnradgetriebe*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [3] S. Foulard, S. Rinderknecht, M. Ichchou, „Real-time and on-line lifetime monitoring system for automotive transmissions Application to a manual transmission“, The 14th IFTOMM Word Congress, Taipei, Taiwan (Oct.) 2015
- [4] M. Henß, B. Bertsche, „AutoEncoder basierte automatisierte Zustandsdiagnose von Wälzlagern“, Tagung Technische Zuverlässigkeit, 2019
- [5] Z. Beslic, P. Mueller, S. Yan, B. Bertsche, „Planning optimal degradation tests in consideration of budget and statistic accuracy on different stress levels“, Proc. ISSAT 2017 Conference, 03.08. – 05.08.2017, Chicago, USA, ISBN 978-0-9910576-4-1, pp. 108-115
- [6] DIN 3990 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Teil 2: Berechnung der Grübchentragfähigkeit, 1987
- [7] ISO 6336-2 Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting), 2006

Strukturelle Gestaltung von Gehäusen von Transnorm-Elektromotoren

Sicherstellung der schwingungstechnischen Anforderungen

Structural design of the casing for trans-norm electrical motors

Assuring the vibrational requirements

Dr.-Ing. Christian Klotz, Dr.-Ing. Andreas Gündel,

Dipl.-Ing. Helge Hopf,

VEM Sachsenwerk GmbH, Dresden

1. Kurzfassung

Im Fokus des Beitrags stehen zweipolige Transnormmotoren (50/60 Hz) der Achshöhen 400 und 450 mm. Vorteile der Normmotoren, wie z.B. kostengünstige und robuste Bauweise, unkomplizierte Wälzlagierung und Rippenkühlung werden bei den Transnormmotoren beibehalten. Dazu gehört auch die Tatsache, der komplette Drehzahlbereich variabel angefahren werden kann.

In den genannten Achshöhen gerät diese Gestaltungsweise in schwingungstechnisch einen Grenzbereich. Es wird aufwändiger, den unterkritischen Betrieb des Läufers zu gewährleisten und zunehmend treten Gehäuseschwingungen der doppelten Drehfrequenz hervor.

In der Gestaltung der Struktur treten Zielkonflikte auf: Zur Leistungssteigerung soll die Maschine möglichst lang sein. Um die Kühlluftmenge und damit Wirkungsgrad bzw. Leistungsdichte zu maximieren, sind möglichst geringe Materialquerschnitte der tragenden Gehäusestrukturen vorteilhaft, während aus mechanischer Sicht eine hohe Steifigkeit erforderlich ist. Messungen und FEM-Berechnungen an den neuen Prototypen werden präsentiert, bei denen sich die erwarteten Gehäuseeigenfrequenzen tatsächlich einstellen, während jedoch die Läufereigenfrequenzen hinter den Erwartungen zurückblieben. Unerwartete Phänomene wie drehzahl-variable Eigenfrequenzen mussten zunächst richtig gedeutet und dann beseitigt werden, um letztendlich die gesetzten Ziele auch in der Praxis zu erreichen.

2. Abstract

This contribution focuses on 2-pole trans-norm motors (50/60 Hz), sizes 400 and 450. The advantages of norm motors like cost effectiveness, robustness, ball bearing design and autonomous surface cooling are maintained. Also, the machines can be run at variable speed.

In the sizes of 400 and 450, this design is facing some mechanical limitations. Elaborate solutions are required to maintain all natural frequencies well above the rotational speed. Additionally, frame vibrations of the double rotational frequency occur which have to be respected in the design process.

The design of the structure involves some trade-offs. To obtain a high rated power, the machine has to be long which lowers the critical speed. In order to reach high efficiency and power density on the other hand, the material cross sections have to be as narrow as possible, which reduces the structural stiffness needed for mechanical reasons.

Measurements and FEM simulations for the new prototypes are presented. While the frame natural frequencies show up as expected, the shaft bending frequencies remain below the calculated values. Unexpected phenomena like speed dependent natural frequencies have to be analyzed in order to obtain the theoretical results also in practice.

1. Thematische Einordnung

Normmotoren sind Elektromotoren, deren Anschlussmaße und teilweise auch Leistungsdaten, nach Standards, z.B. EN 50347 [2] festgelegt sind. Die Hersteller angetriebener Anlagen aus allen Bereichen können damit lieferantenunabhängig aus einer Produktpalette eine für ihre Antriebsaufgabe passende Maschine auswählen.

Auch die Gestaltung der Maschinen ist auf Robustheit und möglichst unkomplizierte und praktische Anwendung hin ausgelegt. Typischerweise werden die Motoren eigenbelüftet über die verrippete Oberfläche gekühlt. Der Läufer wird in Kugellagern geführt, die dank Fettschmierung unabhängig und wartungsarm betrieben werden können. Im einfachsten Fall müssen zur Einbindung eines Normmotors in ein Antriebssystem nur Auswahl, Einbau und Anschluss der Maschine berücksichtigt werden.

Auch wenn die vollständige Normung der Abmessungen bei der Achshöhe AH315 mm endet, bieten die Hersteller darüber hinaus so genannte Transnormmotoren an. Diese stehen unter Beibehaltung der oben beschriebenen Vorteile für Anwendungen mit größerer Leistung bzw. größerem Drehmoment vor allem für den industriellen Einsatz zur Verfügung.

Unabhängig von der Baugröße weisen die Maschinen bei einer Netzfrequenz von 50 Hz typischerweise Drehzahlen von 1000 (6-polig) bis 3000 (2-polig) min^{-1} auf. Bei Speisung mit 60

Hz sind es 20 Prozent mehr. Zunehmend werden die Maschinen aber auch am Frequenzumrichter mit variabler Drehzahl betrieben. Hier besteht der Anspruch, die Maschinen im gesamten Bereich bis zur Nenndrehzahl betrieben zu können.

Eigenfrequenzen, vornehmlich die ersten Biegeeigenfrequenzen der Welle, müssen demzufolge mit ausreichendem Abstand oberhalb der höchsten Betriebsdrehzahl liegen (unterkritischer Lauf). Sonst können Resonanzen zu starken Schwingungen und Schäden der Maschine führen.

Aus Ähnlichkeitsbetrachtungen ergibt sich eine umgekehrte Proportionalität der Eigenfrequenzen der Maschine zu ihrer Baugröße. Unter Beibehaltung der Betriebsdrehzahlen senken sich daher ab einer gewissen Baugröße die Eigenfrequenzen so weit ab, dass es zu den besagten Resonanzen kommen kann. Maßgeblich ist hierbei immer die zweipolige Maschine, da sie die höchste Drehzahl besitzt.

Durch konstruktive Maßnahmen kann die Grenze um einige Achshöhen hinausgeschoben werden. Hierzu zählen:

- Wellen- und Läufergeometrie
- Gestaltung der Lagerung
- Position und Form der Füße zur Aufstellung
- Aufbau des Gehäuses und der Lagerschilde
-

2. Schwingungen von Transnormmotoren: Einführung am Beispiel

Um Schäden am Motor sowie an der Anlage zu vermeiden, besteht der Anspruch, dass die Schwingungen der Maschinen im Betrieb unterhalb bestimmter Grenzwerte bleiben. Typischerweise wird dabei der effektive Summenwert \tilde{v} der Schwinggeschwindigkeit an den Lagerstellen im Frequenzbereich von 10 Hz bis 1 kHz berücksichtigt. Typische Grenzwerte für den Betrieb in der Anlage finden sich in der DIN ISO 10816-3 [1]. Hier sind Im Betrieb von Transnormmotoren i.d.R. bis 4,5 mm/s effektiver Summen-Schwinggeschwindigkeit zulässig. Bei der Endprüfung im Herstellerwerk sollen ggf. Qualitäts- oder auch Gestaltungsmängel der Maschine festgestellt werden. Hier ist die DIN EN 60034-14 [3] maßgeblich, die eine Grenze von 2,3 mm/s vorschreibt. Die Maschine läuft unter Nennspannung aber ohne Belastung, so dass anlagenseitige Schwingungsursachen ausgeschlossen sind.

Bild 1 stellt den Aufbau für die Schwingungsprüfung der Maschine dar. Diese wird starr aufgespannt und entweder bei konstanter Drehzahl (Nenndrehzahl) betrieben, oder s wird ein Hoch- und Auslauf mit langsam veränderlicher Drehzahl gefahren, um das Schwingungsverhalten in

Abhängigkeit der Drehzahl zu bestimmen. Es wird mit insgesamt sechs Beschleunigungssensoren die Schwingung an den D- und N-seitigen Lagerstellen jeweils in horizontaler, vertikaler und axialer Richtung gemessen.

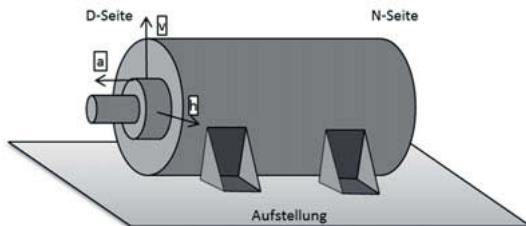


Bild 1: Messstellen und -Richtungen bei der Prüfung elektrischer Maschinen

Die folgenden Beispiele 1 und 2 zeigen anhand von Messdaten, welche typischen Schwingungsphänomene bei den 2-poligen Transnormmotoren auftreten und wie sie zu deuten sind. Beide Male wird die Schwingung auf der D-Seite in horizontaler Richtung dargestellt, da diese in der Regel kritisch für die Auslegung ist. Auf der N-Seite ist das Verhalten jeweils sehr ähnlich. Die vertikale Richtung weist durch die direktere Ankopplung an den festen Untergrund die größere Steifigkeit auf. Dies führt hier dazu, dass die Schwingungsamplituden geringer sind und die Resonanzfrequenzen höher liegen.

In Bild 2 ist im oberen Bild die effektive Schwinggeschwindigkeit über der Drehzahl dargestellt. Einerseits ist dies der Summenschwingwert (10-1000 Hz). Das Schwingungsspektrum wird in der Regel durch bestimmte, drehzahl-proportionale Frequenzen dominiert, allen voran die erste Ordnung (einfache Drehfrequenz), die z.B. durch die Restunwucht bzw. Fluchtungsfehler angeregt wird. Im genannten Beispiel dominiert allerdings die zweite Ordnung (doppelte Drehfrequenz) über dem gesamten Drehzahlbereich.

Im unteren Diagramm von Bild 2 ist die Schwinggeschwindigkeit als Campbell-Diagramm nach Frequenz und Drehzahl aufgelöst. Als unscharfe vertikale Linien sind zwei dominante Eigenfrequenzen bei ca. 65 Hz und 102 Hz zu erkennen. Diagonale Linien durch den Nullpunkt sind Anregungsordnungen. Hervorzuheben ist die zweite Ordnung. Diese bildet mit den Eigenfrequenzen Resonanzen bei 1870 min^{-1} und 2990 min^{-1} .

Insbesondere die zweite Resonanz ist problematisch, da die Maschine bei einer Nenndrehzahl nahe 3000 min^{-1} betrieben wird. Zwar sind hier ausnahmsweise $2,8 \text{ mm/s}$ statt $2,3 \text{ zulässig}$ (DIN ISO 60034-14), selbst diese Werte können jedoch überschritten werden. Außerdem besteht die Gefahr, dass die Maschine mit dieser Resonanz in der Aufstellung beim Kunden Probleme verursacht.

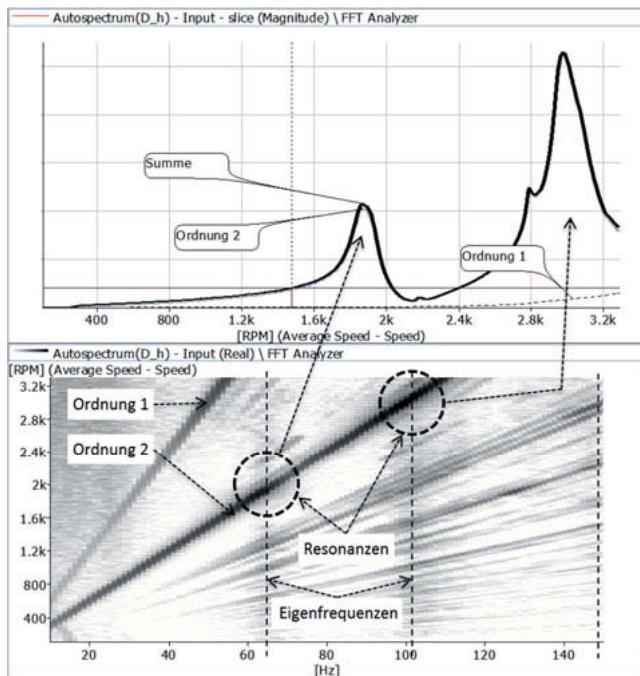


Bild 2: Erstes Beispiel: Horizontalschwingung einer 2-poligen Transnormmaschine

Der Anregungsmechanismus für die zweite Anregungsordnung ist in Bild 3 dargestellt. Zwar sind die Transnormmotoren Asynchron-Käfigläufer-Maschinen, aber die Vorstellung eines Schenkelpolläufers mit Nord- und Südpol ermöglicht eine einfache und zutreffende Anschauung. Die magnetische Kraft, die das Motor-Moment erzeugt, wirkt zwischen Läufer und Ständer. Für die Momentbildung ist zwar der Tangentialanteil dieser Kraft verantwortlich, aber es gibt auch eine starke Radialkomponente. Der Ständer wird folglich an zwei Stellen (den Polen) radial nach innen gezogen und verformt sich annähernd zu einer Ellipse. Mit dem Drehfeld der Maschine läuft diese Ellipse um. Durch die Gleichrichtungswirkung des Magnetfelds, sowohl Nord- als auch Südpol wirken anziehend, kommt es zur Verdoppelung der Frequenz, so dass die Anregung immer in der doppelten Netzfrequenz erfolgt.

Diese Anregung gibt es auch bei Elektromaschinen höherer Polzahl. Durch die höhere Wellenzahl ist die Nachgiebigkeit des Ständerblechpaketes jedoch wesentlich geringer, so dass die Anregungswirkung weniger ins Gewicht fällt.

Die erste Resonanz bei 1870 min^{-1} entsteht durch die Anregung der ersten Biegeeigenfrequenz der Welle in horizontaler Richtung, was auf eine kritische Drehzahl von 3740 min^{-1} nahelegt. Damit ist die Maschine für den unterkritischen Betrieb bei 50 Hz geeignet, was sich durch die niedrigen Schwinggeschwindigkeiten in der ersten Ordnung bestätigt, jedoch nicht für einen 60 Hz-Betrieb.

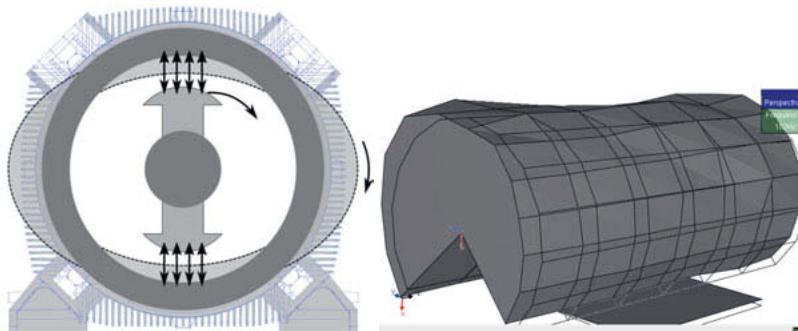


Bild 3: Links: R2-Anregung durch die magnetische Hauptwelle. Die Darstellung ist illustrativ. Zweipolige Maschinen werden nicht wie dargestellt als Schenkelpolmaschinen ausgeführt. Im Falle der Transnormmotoren handelt es sich um Asynchronläufer mit Kurzschlusskäfig. Rechts: Eigenschwingform bei 103 Hz

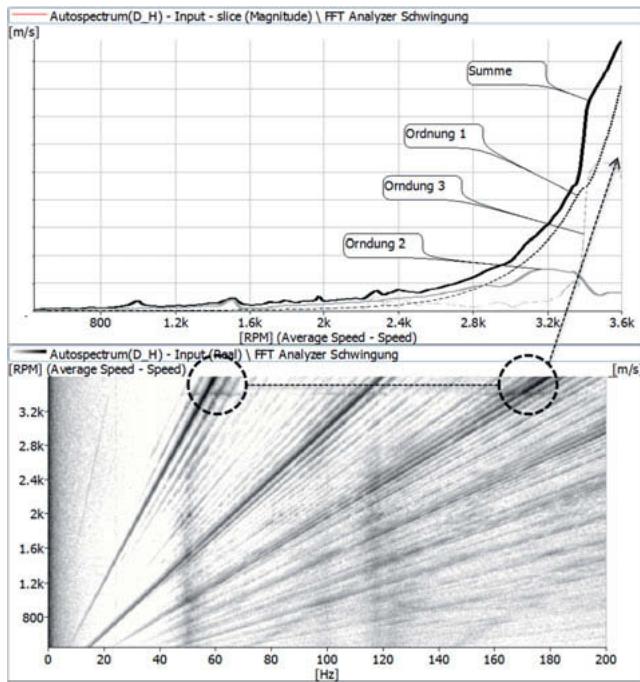


Bild 4: Zweites Beispiel: Horizontalschwingung einer 2-poligen Transnormmaschine

Die zweite Resonanz musste aufgeklärt werden. Er wurde eine experimentelle Modalanalyse an der Maschine durchgeführt, wobei die Eigenfrequenz bei 103 Hz tatsächlich einer Schwingform zugeordnet werden konnte. Man erkennt in Bild 3 eine Wank-Schwingung des Gehäuses. Insgesamt können mehrere Gehäuse-Schwingungen gefunden werden, die mit den Starrkörperbewegungen zu identifizieren sind. Natürlich bleibt das Gehäuse dabei nicht starr, sondern verformt sich vor allem im Fußbereich. Auch die Nick-Eigenfrequenz des Gehäuses verursachte im hier gezeigten Beispiel nennenswerte Schwingungen.

In Bild 4 wird eine Messung an einem weiteren Transnormmotor gezeigt. Hier wird eine Resonanz der ersten Anregungsordnung angefahren, die bei 60 Hz bzw. 3600 min^{-1} noch nicht ganz erreicht ist. Bei 3000 min^{-1} ist die Schwinggeschwindigkeit noch auf einem akzeptablen Niveau, so dass ein Betrieb möglich wäre. Allerdings ist die Resonanz schon recht nahe. Sollte die Aufstellung am Einsatzort weicher sein als im Prüffeld, oder die Wuchtung und Fluchtung etwas schlechter, so wären bereits Schwingungsprobleme zu befürchten. Weitere Aspekte dieses Messergebnisses werden an späterer Stelle im Text noch diskutiert.

3. Möglichkeiten der mechanischen Berechnung und Auslegung

Mit der Einführung der Transnormmotoren der Achshöhe 450 ergab sich die Möglichkeit, durch geeignete Gestaltung der Maschinenstruktur und Verwendung von Simulationsmethoden die im vorigen Abschnitt skizzierten Schwingungen gezielt zu vermeiden. Ziel ist ein resonanzfreier Betrieb bis 50 Hz, wobei auch die Gehäuseschwingungen vermieden werden sollen. Von der kritischen Drehzahl her sollen die Maschinen bis 60 Hz betrieben werden können.

Bild 5 zeigt den Aufbau des Motors. In dem engen Gehäuse müssen zahlreiche Funktionen untergebracht werden. So konkurriert die mechanische Struktur hinsichtlich des Bauraumes mit thermischer und elektrischer Auslegung. Die Maschinen-Länge bestimmt über die Länge des elektromagnetischen Aktivteils (Blechpakete mit Wicklung und Wickelköpfen) und somit über die maximal mögliche Leistung der Maschine. Wird die Maschine jedoch zu lang, sinkt die kritische Drehzahl zu weit ab für einen unterkritischen Betrieb.

Die Maschine verfügt über einen inneren Luft-Kühlkreislauf. Im Läuferblechpaket befinden sich Kühlkanäle. Durch diese und den Luftspalt wird die Luft vom Radiallüfter gesogen. Der Kreis schließt sich über vier Hohlrippen, die jeweils auf den 45°-Positionen des Gehäuses axial verlaufen und die Luft von der N- auf die D-Seite zurückbefördern. Besonders im Fußbereich konkurrieren die Luftkanäle also mit der mechanischen Stützstruktur um den verfügbaren Raum. Um Platz für die Kanäle im Läuferblechpaket zu schaffen, wird die Welle in ihrem Durchmesser eingeschränkt.

Der Ständerrücken führt seine Wärme direkt über Wärmeleitung in die äußeren Bereiche und die Kühlrippen des Gehäuses, die von der äußeren Kühlluft durchströmt werden. Die Rippen wurden auf maximalen Wärme-Abtransport optimiert und nicht zuerst nach der Maßgabe der mechanischen Steifigkeit. Gleichzeitig ist ein zu dickes Mantelrohr nachteilig, da es die Wärmeleitung vermindert und den Bauraum für Kühlrippen oder Aktivteil verkleinert.

Letztlich bestimmt sich die Nennleistung der Maschine nach ihrer Erwärmung als diejenige Leistung, bei der die Maschine thermisch stabil gerade an der Obergrenze der zugehörigen Wärmeklasse läuft. Somit ist jede Verbesserung der Kühlung gleichzusetzen mit einer Leistungssteigerung. Das unterstreicht, warum Kompromisse zu Gunsten der Thermik zwingend nötig sind.

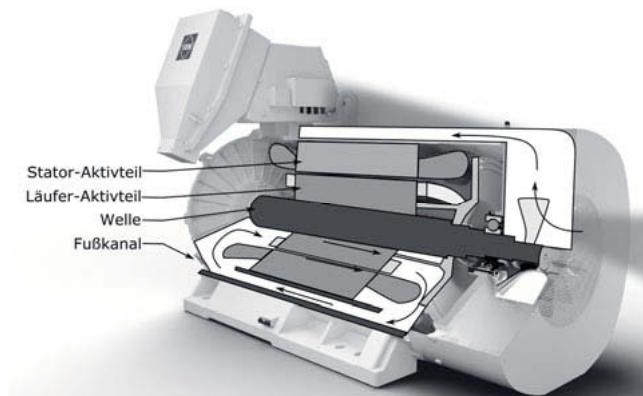


Bild 5: Schematischer innerer Aufbau des Motors

Zuerst muss sichergestellt werden, dass Welle und Lagerung eine ausreichend hohe kritische Drehzahl ermöglichen. Im Falle des 60Hz-Betriebs soll diese mindestens 72 Hz betragen. Zunächst genügt die Betrachtung in einem elastisch gelagerten Balkenmodell. Dieses berücksichtigt die Steifigkeit der Wälzlager unter gegebener Vorspannung sowie die Gehäusesteifigkeit.

Das Läufer-Aktivteil besteht aus einem geschichteten Blechpaket und einem Druckguss-Käfig aus Aluminium, der in das Paket gegossen wurde. Dadurch liegt er perfekt in den Blechen an und verspannt diese zudem noch gegeneinander. So entsteht ein relativ steifer Verbund, dessen Biegesteifigkeit zu Gunsten der Welle gerechnet werden kann. Das Läuferblechpaket wurde daher mit angepassten Steifigkeiten als Balken parallel zur Welle geschaltet.

Die Welle und Lagerung wurden so dimensioniert, dass die erforderlichen 72 Hz gerade erreicht werden. Vertikal sind es sogar 74,4 Hz. Bild 6 zeigt einen Auszug der Ergebnisse. Eine weitere Versteifung wäre aus mechanischer Sicht sicher wünschenswert, liefe aber zu Ungunsten der thermischen Eigenschaften.

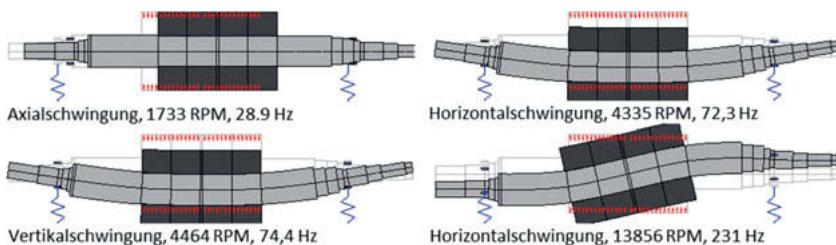


Bild 6: Eigenfrequenzen der Welle, mit Balkenmodell berechnet

Wie man Bild 6 entnehmen kann, liegt die rechnerisch nächsthöhere Eigenfrequenz des Läufers bei über 200 Hz. Aus den in Abschnitt 2 dokumentierten Erfahrungen müssen jedoch Eigenfrequenzen von Gehäuseschwingungen um 100 Hz erwartet werden. Diese werden mit einem FE-Modell erfasst, welches Läufer, Gehäuse und die Aufstellung beinhaltet.

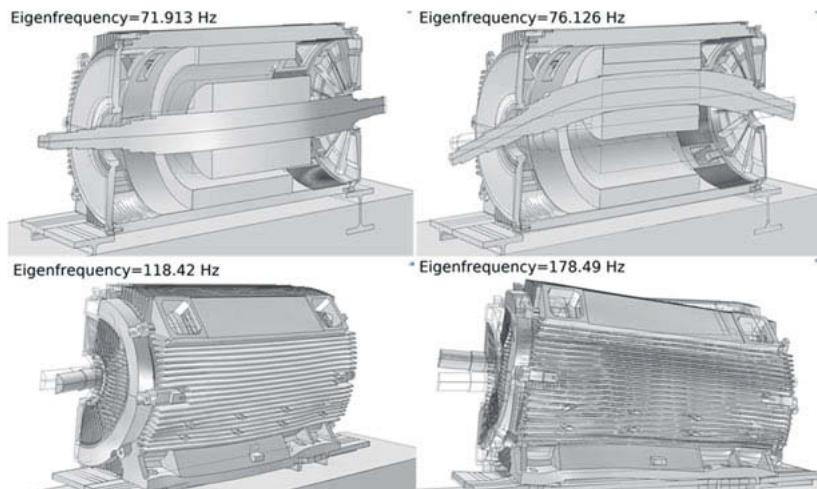


Bild 7: Eigenfrequenzen aus dem FE-Modell für den finalen Entwurf

Um der Kürze Willen werden in Bild 7 nur die Ergebnisse des fertigen Entwurfs dargestellt. Um diese zu erreichen, waren zahlreiche Zwischenstufen erforderlich, um die Eigenfrequenz, die ursprünglich tatsächlich bei ca. 100 Hz lag, weit genug nach oben zu verschieben. Es wurden dabei vorwiegend Versteifungen des Gehäuses in den relevanten Bereichen der Füße, der

Fußleiste, der Übergänge zwischen Fuß und Mantel, des Mantels in den tragenden Bereichen und mehreren anderen Stellen vorgenommen.

Die Tatsächliche Lage der Wank-Eigenfrequenz wird in starkem Maße von der Aufstellungssteifigkeit bestimmt und kann daher je nach Aufstellungsort variieren. Entscheidend ist aber, dass bei einer nach dem Stand der Technik üblichen, steifen Aufstellung die gewünschten Frequenzen erreicht werden können.

Auch wenn hier vor allem die zweipolige Maschine dargestellt wird, erfolgte die Entwicklung für eine ganze Maschinen-Reihe, die auch 4-, 6- und 8-polige Maschinen sowie mehrere Aktivteillängen (Leistungsabstufungen) umfasst. Die leistungsstärkste 2-polige Maschine der Reihe stellt jedoch strukturmechanisch die größten Ansprüche und ist daher die sinnvolle Wahl als Entwicklungsträger.

4. Erprobung des Prototypen

Entsprechend der erfolgten Auslegung wurde ein Prototyp der leistungsstärksten 2-poligen Maschine hergestellt und erprobt.

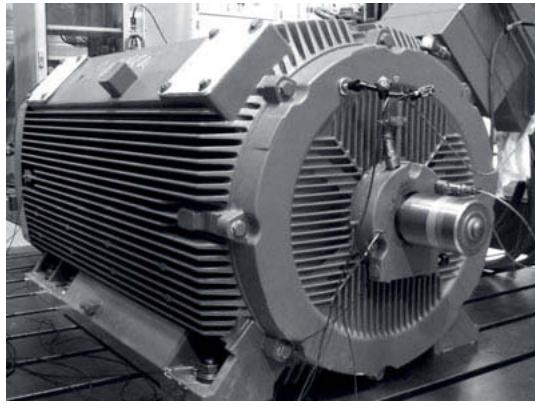


Bild 8: Prototyp im Prüffeld

Durch die Gesamtheit der konstruktiven Details, durch Toleranzen, nichtlineare Phänomene und viele andere Effekte ist das Verhalten einer realen Maschine oft komplexer als es eine Berechnung im Vorfeld darstellen kann. Die Wandstärken-Toleranzen beim Eisenguss seien an dieser Stelle explizit als Quelle von Abweichungen genannt. So sind gewisse Unterschiede zwischen berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen zu erwarten. Das Ausmaß dieser Abweichungen war jedoch unerwartet groß. Es wird nun ein Blick zurück auf Bild 4 geworfen.

Hierbei handelt es sich um die Messung der Horizontalschwingung des in Bild 8 gezeigten Prototypen. Es zeigt sich als unscharfe vertikale Linie eine deutliche Eigenfrequenz bei 51 Hz. Diese wird bestätigt durch die kleine Resonanz der zweiten Ordnung bei 1509 min^{-1} . Im Grunde kann gesagt werden, dass es sich hierbei um die kritische Drehzahl der Maschine, also um die erste Läufer-(Biege)-Eigenfrequenz handelt.

Bei einem Auslegungswert von 72 Hz ist mit einer derart niedrigen Eigenfrequenz nicht zu rechnen gewesen. So wäre nicht einmal ein 50Hz-Betrieb der Maschine möglich, da bei 3060 min^{-1} eine starke Resonanz (kritischer Lauf) der Maschine zu erwarten wäre. Dass dies nicht eintritt erkennt man in Bild 4 oben. Die Schwinggeschwindigkeit ist mit 1,8 mm/s akzeptabel. Es wurde noch bis auf 3600 min^{-1} hochgefahren, auch wenn hier die Schwingung schon stärker wurde. Selbst bei 3600 min^{-1} war die Spitze der Resonanz noch nicht erreicht. Aus Rücksicht auf Lager und Welle wurde dennoch nicht höher gefahren. Neben dem Anstieg der ersten Ordnung ist ein Anteil der dritten Ordnung zu erkennen. Dieser ist jedoch nicht unabhängig sondern geht mit der 1. Ordnung einher.

Die Schwingung verläuft nicht sinusförmig sondern enthält weitere Harmonische. Darüber hinaus fallen im Campbell-Diagramm Nebenbänder mit einem Abstand von 0,07 Ordnungen auf, die auf eine Modulation mit einem niederfrequenten Signal hindeuten können. Insgesamt deuten die Beobachtungen auf Schwingungsphänomene außerhalb des mit linearer Theorie erklärbaren Bereiches hin. Ergänzend wird hierzu in Bild 9 die Vertikalschwingung betrachtet. Hier zeigt sich eine Eigenfrequenz bei 72 Hz, was einer akzeptablen kritischen Drehzahl entspricht. Oberhalb von 2400 min^{-1} fällt diese jedoch ab bis herunter auf ca. 60 Hz.

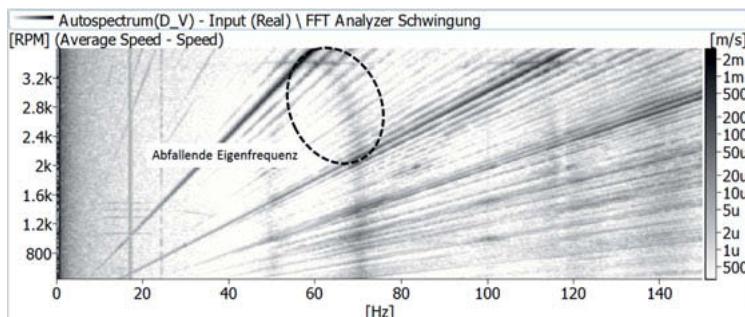


Bild 9: Abfallende Eigenfrequenz in Vertikalrichtung

Zuerst wurde eine ungünstige Kontakt situation der Aufstellung vermutet und die Motorfüße erneut plan gefräst, was beim erneuten Test ohne Wirkung blieb.

Dann wurde folgende Hypothese aufgestellt: Der Läufer ist in vorgespannten Rillenkugellagern gehalten. Die Vorspannung ist erforderlich, um die Lagerluft zu überbrücken und für eine gute Steifigkeit auch in Horizontalrichtung zu sorgen. Nur so kann horizontal eine ausreichend hohe Eigenfrequenz erzielt werden. Um die Vorspannung einzubringen, wird auf einer Seite der Lagerung ein Schiebesitz realisiert, bei dem der Außenring des Lagers axial verschiebbar im Lagerkopf sitzt und von Federn axial belastet wird. Ist dieser Schiebesitz zu fest, entsteht die Vorspannung nicht. Ist hingegen der Sitz zu locker, so kann der Außenring sich im Lagerkopf bewegen. Beides führt zu herabgesetzten Steifigkeiten. Ist das entstandene Spiel nicht allzu groß, kann es im Falle einer Schwingung durch die Schwingwege überbrückt werden. Dann entstehen spontan im Schwingwegmaximum größere Rückstellkräfte, die sich ähnlich auswirken wie eine erhöhte Steifigkeit. Das erklärt das Ansteigen der Resonanzfrequenz in Horizontalrichtung. Gleichzeitig kommt es zu einer Kopplung in die Vertikalrichtung. Möglicherweise geht im Austausch durch veränderte Lage der Ringe die vertikale Steifigkeit verloren.

Der Schiebesitz wurde daraufhin vermessen und korrigiert, sowie eine Axiale Fixierung des D-seitigen Festlagers vorgenommen.

Daraufhin stellten sich die berechneten kritischen Drehzahlen auch in der Praxis ein und die Maschine konnte sogar für den 60Hz-Betrieb erfolgreich getestet werden. Hinsichtlich der Gehäuseschwingungen hatte sich die Berechnung ebenfalls bestätigt.

So konnte nach den notwendigen Korrekturen mit Hilfe gezielter struktureller Auslegung eine Maschinen-Baureihe entwickelt werden, die sich durch ein sehr günstiges Schwingungsverhalten auszeichnet.

5. Literaturangaben

- [1] DIN ISO 10816-3: Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen- Teil 3: Maschinen mit einer Nennleistung über 15 KW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min^{-1} und 150000 min^{-1} bei Messungen am Aufstellungsplatz.
- [2] DIN EN 50347: Drehstromsynchrongeräte für den Allgemeingebräuch mit standardisierten Abmessungen und Leistungen.
- [3] DIN EN 60034-14: Drehende elektrische Maschinen – Teil 14: Mechanische Schwingungen von bestimmten Maschinen mit einer Achshöhe von 56mm und höher – Messung, Bewertung und Grenzwerte der Schwingstärke.

Analyse trockener Reibungselemente in Tilgerkonfigurationen

J. Aramendiz, A. Fidlin,

Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Die Ergreifung von Maßnahmen zur Schwingungsreduktion ist eine im Maschinenbau wichtige Aufgabe, da unerwünschte Vibratoren zu Systemstörungen führen können. Insbesondere bei Leichtbausystemen wird die natürlich vorhandene interne Dämpfung des Systems reduziert und neue, innovative, energieeffiziente Dämpfungsalternativen sind erforderlich. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit zwei Systemen: der trockene Lock-Up Dämpfer und der vorgespannte trockene Reibungstilger. Diese Systeme basieren auf trockener Reibung und nutzen die Haft-Gleit-Eigenschaften aus, um Schwingungen im System zu reduzieren. Die Bewegungsgleichung dieser Systeme, sowie numerische Parameterstudien werden vorgestellt. Anschließend werden die Dämpfungsmechanismen in transienten Simulationen verglichen.

1 Einleitung

Eine effektive, zielgerichtete Schwingungsdämpfung, welche die Effizienz eines Mechanismus nicht beeinträchtigt, ist ein wichtiges Ziel für ein modernes Design, besonders bei Leichtbaukonstruktionen und energieeffizienten Anwendungen. Ein idealer Dämpfer dissipiert Energie nur in der Nähe der Resonanzfrequenz, wenn die unerwünschten Schwingungsamplituden die Lebensdauer oder die Funktion des Systems beeinträchtigen. Somit kann ein derartiger Dämpfer die Energieeffizienz des Systems erhöhen.

Um unerwünschte Schwingungen zu unterdrücken, wird in den meisten Anwendungen eine viskose Dämpfung in das System eingeführt [2], wie z.B. in der Automobilbranche in Form eines hydraulischen Stoßdämpfers [3]. Diese klassische Dämpfungsmaßnahme ist stets aktiv und dissipiert ständig Energie, auch wenn dies nicht erforderlich ist. Dadurch wird die Energieeffizienz des Systems verringert. Die viskose Dämpfung ist nicht die einzige Möglichkeit zur Schwingungsreduktion.

Eine weitere Möglichkeit zur Schwingungsreduktion ist die reibungsbasierte Energiedissipation, welche im Ingenieurwesen weit verbreitet ist [1, 4, 5, 9]. Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung energieeffizienter Dämpfungsmechanismen. Eine mögliche passive Implementierung einer energieeffizienten Schwingungsunterdrückung kann durch trockene Reibung realisiert werden. Der besondere Charakter trockener Reibung mit Stick-Slip-Übergängen ermöglicht es Elemente zu konstruieren, die ihr Verhalten ändern. Reibungskontakte, die haften und gleiten können, ändern die Struktur eines Systems und somit auch sein Verhalten. Die gezielte Gestaltung der haftenden und gleitenden Dynamik erlaubt, dass Systeme sich passiv an die aktuellen Betriebsbedingungen anpassen.

Dieser Beitrag konzentriert sich auf zwei solcher passiven, trockenen Reibungsdämpfer: den trockenen Lock-up Dämpfer und einen vorgespannten trockenen Reibungstilger mit amplitudenabhängiger Reibungskraft. Das zugrundeliegende Wirkungsprinzip der Dämpfer basiert auf den Stick-Slip-Eigenschaften der trockenen Reibung. Diese sorgt für Haften bei niedrigen Anregungsamplituden, wodurch jegliche Relativbewegung zwischen den Massen verhindert wird und somit keine Energie dissipiert wird. Sobald die Losbrechkraft des Dämpfers überwunden ist, bewegt sich das System im Stick-Slip-Bereich. Die Losbrechbedingung gewährleistet eine selektive Energiedissipation, die erst bei hohen Schwingungsamplituden auftritt. Diese Arbeit ist wie folgt strukturiert. In Abschnitt 2 wird der trockene Lock-Up Dämpfer untersucht. Die Bewegungsgleichungen der Dämpfer werden abgeleitet und numerische Parameterstudien durchgeführt, wodurch ein erster Eindruck der Systemdynamik erhalten wird. Analoge Untersuchungen werden in Abschnitt 3 für den vorgespannten trockenen Reibungstilger durchgeführt. Anschließend werden die Dämpfer in Abschnitt 4 verglichen, deren Vorteile und Nachteile diskutiert sowie optimale Umsetzungsszenarien abgeleitet. Zusätzlich wird kurz eine semi-aktive Gestaltung des vorgespannten trockenen Reibungstilgers vorgestellt. Die wesentlichen Erkenntnisse werden in Abschnitt 5 zusammengefasst.

2 Der trockene Lock-Up Dämpfer

Das Ziel des Lock-Up Dämpfers (Abb. 1) ist die Dynamik eines bestehenden Hauptsystems zu verbessern. In dieser Arbeit wird das Hauptsystem durch die primäre Feder c_1 und die primäre Masse m_1 dargestellt. An diesem Hauptsystem wird der Lock-Up Dämpfer, bestehend aus einer trockenen Reibstelle mit Losbrechkraft R , einer sekundären Feder c_2 und einer sekundären Masse m_2 angebracht. Die Reibstelle bestimmt das Stick-Slip-Verhalten des Systems und somit auch, wann die sekundäre Feder Einfluss auf die Systemdynamik hat. Wenn das Reibungselement eine Relativbewegung blockiert, bewegen sich beide Massen gleich und die sekundäre Feder ist inaktiv. Im inaktiven Zustand kann

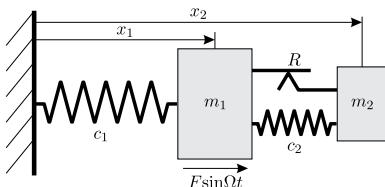


Abb. 1: Lock-Up Dämpfer mit einer harmonischen Erregung an der primären Masse.

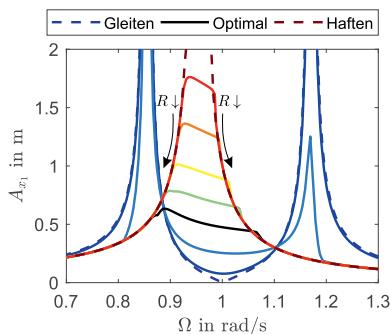


Abb. 2: Parameterstudie der Lock-Up Dämpfer für $R \in [0\text{N}(\text{blau}), 1.5\text{N}(\text{rot})]$, $R_{\text{opt}} \approx 0.0369 \text{ N}$.

die sekundäre Feder sich in einem ausgelenkten Zustand befinden, jedoch wirkt sich diese nicht auf die Dynamik des haftenden Systems aus. Die inaktive sekundäre Feder beeinflusst nur die Haftkraft. Sobald das Reibungselement eine Relativbewegung zulässt, ändert sich die Struktur des Systems von einem Oszillator mit einem Freiheitsgrad zu einem Oszillator mit zwei Freiheitsgraden. Dies führt zu einer Änderung der Eigenfrequenzen des Systems. Die Stick-Slip-Eigenschaften bewirken eine Aufteilung des Systemsverhaltens in lineare und nichtlineare Bereichen, die jeweils durch den geschlossenen und geöffneten Zustand des Reibungselements bestimmt werden. Daher ist die Systemdynamik durch diese zwei Bereiche gekennzeichnet: der Haftbereich und der Gleitbereich. Das System befindet sich im Haftbereich, solange die Haftreibungskraft H kleiner als die Losbrechkraft R ($|H| \leq R$) ist und die kinematische Bedingung $\dot{x}_1 = \dot{x}_2$ erfüllt ist. Wird eine dieser Bedingungen verletzt, so wechselt das System in den Gleitbereich. Die Bewegungsgleichungen für beide Bereiche lauten

$$\text{im Haftbereich} \quad \begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + c_1 x_1 = F \sin \Omega t \\ H = m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_2 - x_1) \end{cases}, \quad (1)$$

$$\text{und im Gleitbereich} \quad \begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - c_2(x_2 - x_1) - R \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F \sin \Omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_2 - x_1) + R \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \end{cases}. \quad (2)$$

Der Haftbereich wird durch eine Bewegungsgleichung und eine algebraische Gleichung für die Haftkraft beschrieben, wohingegen der Gleitbereich durch zwei Bewegungsgleichungen charakterisiert wird. Wie in [7] beschrieben, ist es intuitiv, dass der Amplitudengang des gesamten Systems bis zu einer bestimmten Losbrechamplitude dem Amplitudengang des linearen Systems folgt. Nach dem Losbrechen folgt ein nichtlinearer Bereich, worin Haft-Gleit-Bewegungen sowie vollständige Gleitbewegungen stattfinden. Der nichtlineare Bereich wird erst durch das vollständige Schließen der Reibstelle über eine gesamte Periode beendet. Danach folgt der Amplitudengang des Gesamtsystems erneut dem Amplitudengang des linearen Systems.

Um einen ersten Einblick in die Dynamik des Lock-Up Dämpfers zu erlangen, werden numerische Parameterstudien durchgeführt. Die Parameter des Hauptsystems sind in der Regel a priori festgelegt und somit nicht modifizierbar. In diesen Studien werden sowohl die Masse als auch die Federsteifigkeit ohne Beschränkung der Allgemeinheit zu Eins gesetzt. Da die Gesamtmasse des Systems nicht signifikant verändert werden soll, wird der Wert der sekundären Masse wesentlich kleiner als die primäre Masse gewählt, beispielsweise ein Zehntel der primären Masse. Damit die Amplituden über das gesamte Frequenzspektrum reduziert werden, wird die sekundäre Steifigkeit so gewählt, dass die Resonanz des Hauptsystems getilgt wird. Es bleibt lediglich die Losbrechkraft der Reibstelle als frei wählbarer Konstruktionsparameter. Die Parameterstudie zum Einfluss der Reibkraft wird in Abb. 2 für die Parameter

$$m_1 = 1 \text{ kg}, \quad m_2 = 0.1 \text{ kg}, \quad c_1 = 1 \text{ N/m}, \quad c_2 = 0.1 \text{ N/m}, \quad F = F_0 = 0.1 \text{ N},$$

dargestellt [10]. Die Reibkraft R legt die Losbrechfrequenz fest und anhand deren gibt sie vor, ob das System sich hauptsächlich wie ein System mit einem oder zwei Freiheitsgraden verhält. Für ein System mit einem Peak ist es notwendig, dass die Losbrechfrequenz nach der ersten Resonanzfrequenz des Zweifreiheitsgradsystems liegt. Anhand dieser Parameterstudie ist die Existenz einer

optimalen Reibkraft zu erkennen. Die optimale Reibkraft führt zu einer Minimierung der maximalen Amplitude im Frequenzspektrum und muss mit der Anregungskraft abgestimmt werden. Dies wird deutlich in Abb. 3. Eine Erhöhung der Erregerkraft bei gleichbleibender Reibkraft führt bei einem nicht abgestimmten Lock-Up Dämpfer zu wesentlich größeren Amplituden. Der Grund dafür liegt in der durch den Dämpfer dissipierten Energie. Die energiedissipierende Kraft ist konstant über den Weg. Dies führt zu einer zur relativen Amplitude proportionalen Energiedissipation. Für den nicht abgestimmten Fall reicht die dissipierte Energie nicht, um die Amplituden zu begrenzen. Bei den gewählten Parametern ist dieser Effekt bei einer Verdoppelung der Erregung zu sehen.

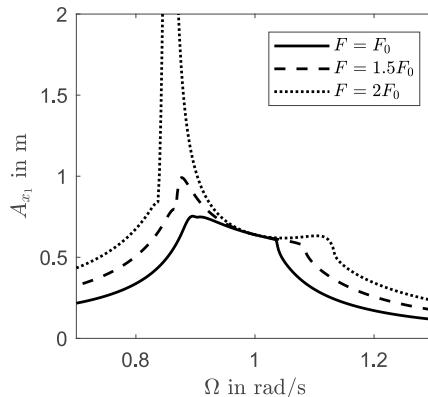


Abb. 3: Parameterstudie der Lock-Up Dämpfer für verschiedene Erregungskräfte bei $R = 0.05$ N.

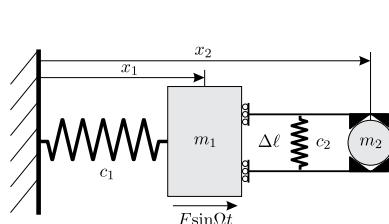


Abb. 4: Der vorgespannte trockene Reibungstilger.

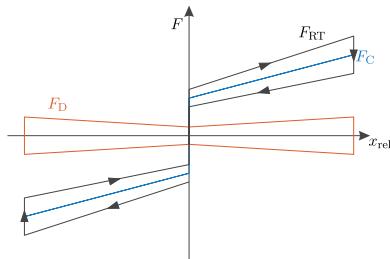


Abb. 5: Zerlegung der Dämpferkraft des Reibungstilgers mit $x_{\text{rel}} = x_2 - x_1$.

3 Der vorgespannte trockene Reibungstilger

Analog zum Lock-Up Dämpfer besteht das Ziel des vorgespannten trockenen Reibungstilgers darin, die Dynamik eines Hauptsystems mit der Federsteifigkeit c_1 und mit der Masse m_1 zu verbessern. Der Reibungstilger wird an dem Hauptsystem angebracht und besteht aus einer zwischen zwei

Keilen, mit dem Keilwinkel α , vorgespannten Masse m_2 , siehe Abb. 4. Die an den Keilen wirkende Vorspannkraft wird durch eine Feder der Steifigkeit c_2 hervorgerufen, welche um eine Länge $\Delta\ell$ vorgespannt ist. Zusätzlich beschreibt der Reibungskoeffizient μ den Zusammenhang zwischen Normalkraft und Reibkraft zwischen den Keilen und der Masse. Untersuchungen zu diesem System ohne Vorspannung können in [6] und [8] gefunden werden. Für kleine Reibungskoeffizienten lauten die Bewegungsgleichungen des Systems

$$\text{im Haftbereich} \quad \begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + c_1 x_1 = F \sin \Omega t \\ H = \frac{m_2}{m_1 + m_2}(F \sin \Omega t - c_1 x_1) \end{cases}, \quad (3)$$

$$\text{und im Gleitbereich} \quad \begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - F_{\text{RT}} = F \sin \Omega t, \\ m_2 \ddot{x}_2 + F_{\text{RT}} = 0, \\ F_{\text{RT}} = 2c_2 (2 \tan \alpha (x_2 - x_1) + \Delta\ell \text{sgn}(x_2 - x_1)) \\ \left(\tan \alpha + \frac{\mu}{\cos^2 \alpha} \text{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \text{sgn}(x_2 - x_1) \right) \end{cases}. \quad (4)$$

Die Dämpferkraft kann in einen dissipationsfreien Anteil F_C und einen dissipationsbehafteten Anteil F_D zerlegt werden, vgl. Abb. 5,

$$F_{\text{RT}} = F_C + F_D, \quad (5)$$

$$F_C = 2c_2(2 \tan \alpha (x_2 - x_1) + \Delta\ell \text{sgn}(x_2 - x_1) \tan \alpha), \quad (6)$$

$$F_D = 2c_2(2 \tan \alpha |x_2 - x_1| + \Delta\ell) \frac{\mu}{\cos^2 \alpha} \text{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1). \quad (7)$$

Die Nichtlinearitäten im Reibungstilger sind deutlich ausgeprägter als bei dem Lock-Up Dämpfer, denn für diesen Dämpfer liegen Unstetigkeiten in der Dämpferkraft sowohl auf Lageebene als auch auf der Geschwindigkeitsebene vor. Zusätzlich ist der dissipationsbehaftete Anteil der Dämpferkraft proportional zum Weg. Dies führt dazu, dass die dissipierte Energie proportional zum Quadrat der relativen Amplitude ist, ähnlich wie bei einem viskosen Dämpfer. Anhand dieses Erkenntnisses bezeichnen die Autoren dieser Arbeit den Reibungstilger als ein pseudoviskoser Dämpfer.

Die erste Erkenntnisse dieses Systems werden durch numerische Simulationen gewonnen. Nach wie vor sind die Parameter des Hauptsystems beispielhaft auf Eins gesetzt und die sekundäre Masse wird als ein Zehntel der Hauptmasse gewählt. Der Reibungstilger bietet allerdings eine höhere Flexibilität in der Gestaltung, da als Konstruktionsparameter der Keilwinkel α , der Reibungskoeffizient μ , die Vorspannlänge $\Delta\ell$ und die sekundäre Steifigkeit c_2 in Frage kommen. Die numerischen Studien dieser Arbeit beschränken sich auf zwei Konstruktionsparameter α und $\Delta\ell$ und auf die Robustheit des Systems gegenüber der Erregungsamplitude F . Falls nicht anders spezifiziert, werden für die numerischen Parameterstudien die folgenden Standartparameter verwendet

$$m_1 = 1 \text{ kg}, \quad m_2 = 0.1 \text{ kg}, \quad c_1 = 1 \text{ N/m}, \quad c_2 = 0.1 \text{ N/m},$$

$$F = F_0 = 0.01 \text{ N}, \quad \alpha = 30^\circ, \quad \Delta\ell = 0.01 \text{ m}, \quad \mu = 0.01.$$

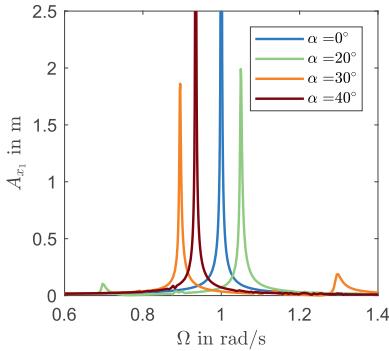


Abb. 6: Parameterstudie des Reibungstilgers für verschiedene Keilwinkel α .

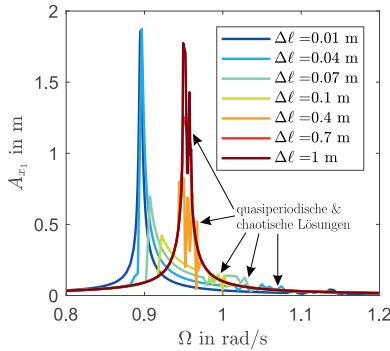


Abb. 7: Parameterstudie des Reibungstilgers für verschiedene Vorspannlängen $\Delta\ell$.

Die Variation des Keilwinkels α zeigt, dass dieser Parameter einen wesentlichen Einfluss auf die effektive Steifigkeit $c_{2,\text{eff}}$ zwischen den Massen hat. Anhand des nicht dissipativen Anteils der Dämpferkraft lässt sich die effektive Steifigkeit als der Koeffizient der relativen Verschiebung ableiten, $c_{2,\text{eff}} = 4c_2 \tan^2 \alpha$, vgl. Glg 6. Diese Einflüsse sind in Abb. 6 erkennbar. Bei kleinen Winkeln ergibt es sich eine niedrige effektive Steifigkeit und somit auch ein Peak bei niedrigen Frequenzen und ein Peak in der Nähe der Resonanz des haftenden Systems. Eine Erhöhung der effektiven Steifigkeit durch den Winkel α bewirkt eine Verschiebung beider Resonanzen nach rechts, eine Erhöhung des ersten Peaks und eine Verminderung des zweiten Peaks. Der Keilwinkel hat ferner einen Einfluss auf die dissipierte Energie. Je höher der Keilwinkel, desto höher ist die dissipierte Energie bei gleichbleibender relativer Auslenkung, vgl. Glg. 7.

Ähnlich zur Reibkraft des Lock-Up Dämpfers bestimmt die Vorspannlänge die Losbrechfrequenz, bei der das System in den nichtlinearen Haft-Gleit-Bereich übergeht. Die Parameterstudie zur Vorspannlänge $\Delta\ell$ wird in Abb. 7 dargestellt. Eine verschwindende Vorspannlänge führt zu einem Zweifreiheitgradsystem, das nicht ins Haften kommt. Wird die Vorspannlänge erhöht so reduziert sich der Gleitbereich und zwei Haftbereiche treten am Rande des Amplitudengangs in Erscheinung. Je höher die Vorspannlänge desto größer werden die Haftbereiche. Für $\Delta\ell \rightarrow \infty$ haftet das System stets. Für dieses System existiert eine optimale Vorspannlänge. Diese optimale Vorspannlänge bewirkt die bestmögliche Schaltung zwischen den beiden Extremfällen und erzielt somit niedrigere Schwingungsamplituden. Weiterhin können nicht periodische Lösungen im System auftreten. Diese können sowohl quasiperiodisch als auch chaotisch sein. Für möglichst geringe Schwingungsamplituden sind dieser Art Lösungen zu vermeiden.

Die letzte Studie des Reibungstilgers beschäftigt sich mit der Robustheit des Systems gegenüber der Amplitude der Erregerkraft. Abbildung 8 stellt die normierten Vergrößerungsfunktionen des Systems für verschiedene Erregerfrequenzen dar. Im Gegensatz zum Lock-Up Dämpfer bleiben die Amplituden begrenzt. Die Kurven liegen nicht direkt aufeinander, dennoch sind die Unterschiede minimal. Dies impliziert einer Art Skalierbarkeit der Amplitudengänge. Näherungsweise bewirkt eine Erhöhung der

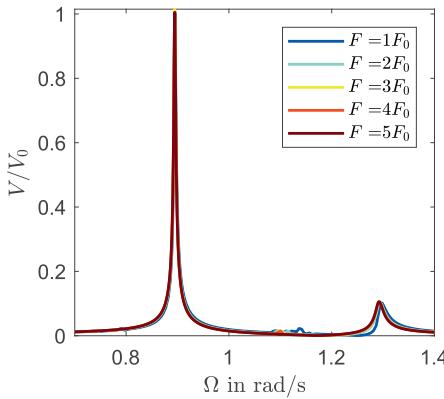


Abb. 8: Parameterstudie des Reibungstilgers für verschiedene Erregerkraftamplituden F mit der Vergrößerungsfunktion $V = A_{x1}/F$, $V_0 = A_{x1,F_0}/F_0$.

Erregerkraft eine Erhöhung der Amplituden mit dem gleichen Faktor. Eine genaue Skalierbarkeit ist nur bei linearen mechanischen Systemen mit viskoser Dämpfung zu beobachten. Diese letzten Zusammenhänge bekräftigen das pseudoviskose Verhalten des Reibungstilgers.

4 Vergleich der Dämpfungsmechanismen

Nach der separaten Behandlung der Dämpfer beschäftigt sich dieser Abschnitt mit dem Vergleich dieser. Die Dämpfer werden mit derselben Kraft angeregt, welche verschiedene Betriebsverhältnisse darstellen soll. Es werden mögliche Einsatzszenarien der Dämpfer vorgestellt und deren Vorteile und Nachteile werden erläutert. Die angebrachte Kraft $F(t) = F_A(t) \sin(\varphi(t))$ ersetzt die harmonischen Kräfte in den Abb. 1 und 4. Die Erregeramplitude wird durch die Funktion $F_A(t)$ beschrieben, wohingegen die Phase der Erregung durch die Integration der Kreisfrequenz $\Omega(t)$ erhalten wird, $\varphi(t) = \int_0^t \Omega(\tau) d\tau$. Die Funktionen der Erregeramplitude und der Erregerfrequenz sind in Abb. 9 dargestellt und setzen sich aus den Bereichen A bis D zusammen. Im Bereich A soll das Hauptsystem in Betrieb genommen werden. Dies wird durch eine sweepförmige Anregung von $\Omega = 0$ rad/s bis zur Nennfrequenz von $\Omega = 1.5$ rad/s dargestellt. Die Amplitude der Erregung soll während dem Sweep-Signal bei $F = 0.1$ N konstant bleiben. Anschließend wird im Bereich B das System mit einer harmonischen Funktion angeregt, welche den normalen Betrieb des Hauptsystems darstellen soll. Der Bereich C der Erregung stellt eine Überbelastung des Systems dar, bei dem die Frequenz der Erregerkraft konstant bleibt und die Amplitude linear um das 10-Fache steigt. Anschließend wird das System kontrolliert heruntergefahren, in dem die Amplitude der Erregerkraft von $F = 1$ N bis $F = 0$ N linear abnimmt. Abbildung 9 zeigt die Amplituden der transienten Schwingungen über der Zeit für vier Systeme: der Lock-Up Dämpfer, zwei passive, vorgespannte trockene Reibtilger und ein semi-aktiver, vorgespannter trockener Reibtilger.

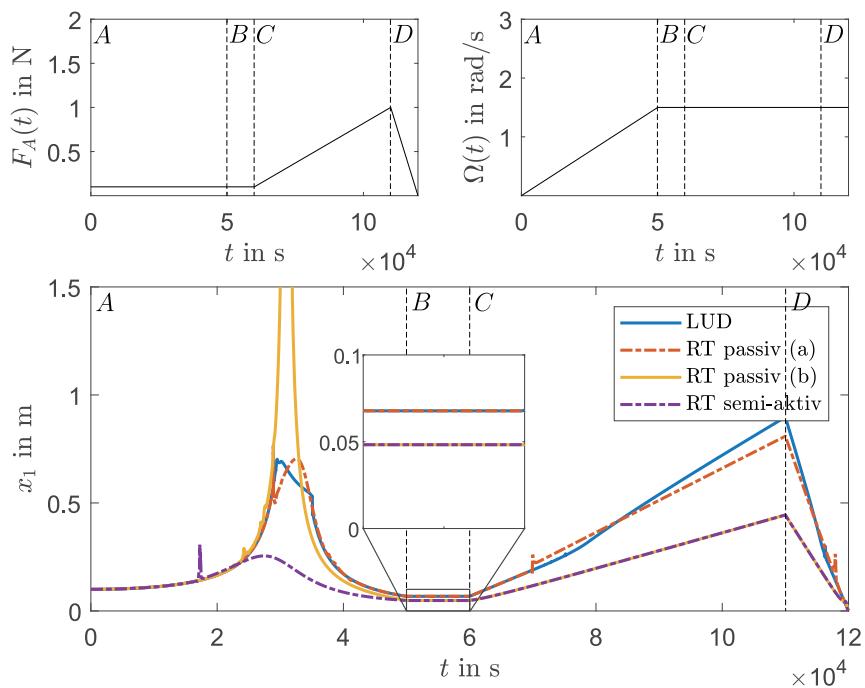


Abb. 9: Verlauf der Erregeramplitude $F_A(t)$ und Erregerkreisfrequenz $\Omega(t)$ (oben). Vergleich der Dämpfermechanismen in einem Betriebsszenario (unten).

	μ [-]	$\Delta\ell$ [m]	α [°]
Fall (a)	0.30	0.25	21.80
Fall (b)	0.1	0.05	36.87

Tab. 1: Parameterwahl für die passiven Reibtilger

Für der Lock-Up Dämpfer wird eine Losbrechekraft von $R = 0.045$ N eingestellt und alle weitere Parameter werden nach Abschnitt 2 gewählt. Es ist zu erkennen, dass die Amplituden während des Resonanzdurchgangs deutlich verringert werden. Der zu erwartende Resonanzpeak wird begrenzt und die Dynamik des Systems verbessert. Nachteile dieses System erscheinen im Überlastungsbereich, wo ein deutlicher Anstieg der Schwingungsamplituden zu erkennen ist.

Der passive Reibungstilger wird in zwei Konfigurationen untersucht. Einige Parameter der jeweiligen Fälle sind aus Tabelle 1 zu entnehmen. Alle weiteren, nicht spezifizierten Parameter werden vom Abschnitt 3 übernommen. Für beide Fälle wurde der Reibkoeffizient erhöht, um mit den Lock-Up Dämpfer vergleichbare Ergebnisse zu erzeugen. Der passive Reibungstilger im Fall (a) stellt ein ähnliches Verhalten wie der Lock-Up Dämpfer dar. Zusätzlich wird der Keilwinkel so eingestellt, dass die Resonanzfrequenzen des Zweifreiheitsgradsystems nicht innerhalb des nichtlinearen Resonanzdurchgangs liegen. Die Robustheit dieses Systems ist etwas besser als beim Lock-Up Dämpfer. Die Schwingungsreduktion im Überlastungsbereich ist jedoch gering. Die Parameter für den Fall (b) des passiven Reibungstilgers werden so gewählt, dass die Schwingungen im normalen Betrieb des Hauptsystems (Bereich B) minimiert werden. Der Keilwinkel wird so gewählt, dass das linearisierte System die Nennfrequenz tilgt. Diese Parameterwahl führt zu hohen Schwingungsamplituden während des Resonanzdurchgangs. Die Vorteile dieses Systems sind im normalen Betrieb und im Überlastungsbereich zu erkennen. Im Vergleich zum Lock-Up Dämpfer und zum Fall (a) sind in diesen Bereichen die Amplituden geringer.

Aus den Untersuchungen der passiven Systeme sind die Grenzen derartiger Systeme zu erkennen. Diese können entweder den Resonanzdurchgang oder die Robustheit eines Systems optimieren. Eine optimale Lösung für alle Bereiche lässt sich durch ein semi-aktives System gestalten. Zu diesem Zweck wird der Keilwinkel des Reibungstilger zeitlich vorgegeben, sodass die momentane Erregerfrequenz getilgt wird. Alle verbleibenden Parameter werden vom passiven Fall (b) übernommen. Der zeitliche Verlauf vom Keilwinkel wird so gestaltet, dass die momentane Erregerfrequenz näherungsweise getilgt wird. Die Näherung für den entsprechenden Winkel wird anhand des linearisierten Systems bestimmt, vgl. Glg. 4,

$$\alpha(t) = \arctan \left(\sqrt{\frac{m_2 \Omega(t)^2}{4c_2}} \right). \quad (8)$$

Der semi-aktive Reibtilger weist geringere Amplituden auf, vermeidet die hohen Amplituden beim Resonanzdurchgang und zeigt sich robust im Überlastungsfall. Somit kombiniert der semi-aktive Reibtilger die Vorteile der passiven Systeme.

5 Diskussion und Ausblick

Diese Arbeit beschäftigt sich mit zwei auf trockener Reibung basierten Dämpfer: der Lock-Up Dämpfer und der vorgespannte trockene Reibtilger. Die Systeme wurden zuerst separat behandelt und einen Einblick in ihrer Systemdynamik wurde vorgestellt. Anschließend wurden die Mechanismen vergli-

chen. Der Lock-Up Dämpfer zeigt sich als ein wirkungsvoller Mechanismus, um Schwingungen zu vermeiden, solange die Größenordnung der im System auftretenden Kräfte und Störungen bekannt ist. Falls die Reibkraft und die Erregerkraft nicht passend zueinander gewählt werden, treten große Schwingungsamplituden im System auf. Der vorgespannte trockene Reibungstilger bietet eine höhere Flexibilität in der Gestaltung als der Lock-Up Dämpfer. Dieser kann in seiner passiven Form entweder die Amplituden beim Resonanzdurchgang begrenzen oder für geringe Schwingungsamplituden und hohe Robustheit im Betrieb sorgen. Die semi-aktive Gestaltung des vorgespannten trockenen Reibungstilgers bietet einen universalen Dämpfer, welcher die Dynamik des Systems sowohl beim Resonanzdurchgang als auch im normalen Betrieb verbessert.

Der Reibungstilger kann die Dynamik des Systems beeinträchtigen, in dem nicht periodische Lösungen durch die Keilgeometrie erzeugt werden. Diese Art Lösungen sollen zukünftig untersucht werden. Weitere Untersuchungen zum kurz vorgestellten semi-aktiven Reibungstilger sind ebenfalls notwendig. Dieser hat ein hohes Potenzial zur Schwingungsreduktion gezeigt. In den vorgestellten Simulation ist allerdings die Anregung bekannt gewesen. Die Fragestellung nach einem robusten Regelungskonzept ist noch offen.

Literatur

- [1] Alspaugh, D.W.: Analysis of Coulomb friction vibration dampers. *Journal of Sound and Vibration* 51 (1978) S. 65–78
- [2] Den Hartog, J.P.: *Mechanical vibrations*. New York: Dover Publications, Inc (1967)
- [3] Dixon, J. C.: *The shock absorber handbook*. Chichester: John Wiley & Sons (2008)
- [4] Feeny, B., Guran, A., Hinrichs, N., Popp, K.: A historical review on dry friction and stick-slip phenomena. *Applied Mechanics Reviews* 51 (1998) S. 321–341
- [5] Ferri, A.A.: Friction damping and isolation systems. *Journal of Vibration and Acoustics* 117(B) (1995) S. 196–206
- [6] Fidlin, A. and Gafur, N.: On the Dynamics of Friction Based Tuned Mass Dampers. *Proceedings of ENOC the 9th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference* (2017). Budapest, Hungary
- [7] Fidlin, A., Lobos, M.: On the limiting of vibration amplitudes by a sequential friction-spring element. *Journal of Sound and Vibration* 333(23) (2014) S. 5970–5979
- [8] Hausner, M., Hässler, M.: Kupplungsscheibe mit Frequenztilger gegen Rupfschwingungen. *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 114(1) (2012) S. 64–69
- [9] Popp, K., Panning, L., Sextro, W.: Vibration damping by friction forces: theory and applications. *Modal Analysis* 9(3-4) (2003) S. 419–448
- [10] Tan, A. S., Aramendiz, J. and Ross, K. H., Sattel, T., Fidlin, A.: Comparative study between dry friction and electrorheological fluid switches for Tuned Vibration Absorbers. *Journal of Sound and Vibration* 460 (2019) S. 114874

Reduktion von Störeinflüssen auf einen Prüfstand für optische Systeme

Dr.-Ing. **Carsten Schedlinski**, ICS Engineering GmbH, Dreieich;
Dr. **Carsten Marzok**, Dr. **Ulfert Wiesendahl**, Carl Zeiss SMT GmbH,
Oberkochen

1. Einleitung

Die Carl Zeiss SMT GmbH ist bekannt für Präzisionsoptikkomponenten im Bereich der Halbleiterfertigung. Um die erforderliche hohe Produkttreue der Komponenten zu gewährleisten, werden verschiedene Qualitätssicherungsschritte im Rahmen der Fertigung durchlaufen.

Bei einem dieser Qualitätssicherungsschritte werden mit Hilfe eines speziellen Prüfstands, Leistungsparameter bestimmter Produkte überprüft. Unter ungünstigen Umgebungsbedingungen kann dabei mitunter eine nicht erwartete Performance des Produkts bei den Leistungstests festgestellt werden. In diesen Fällen ergibt eine Wiederholung der Leistungstests zu einem späteren Zeitpunkt zu günstigeren Umgebungsbedingungen die erwartungsgemäße Performance und damit den Nachweis der Konformität des untersuchten Systems. Die bei den ersten Leistungstests beobachtete Nichtkonformität kann externen Störungen und nicht tatsächlichen Leistungsabweichungen des Produkts zugeschrieben werden. Da eine Wiederholung von Leistungstests sowohl zeit- als auch kostenaufwändig ist und darüber hinaus den Gesamtdurchsatz des Prüfstands verringert, wurden Vibrations- und Akustikmessungen als Grundlage zur Ermittlung der Störquellen für die Abweichungen der Testläufe durchgeführt. Insbesondere Betriebsdaten wurden dabei mit Hilfe von Spektral- und Transferpfadanalysen (TPA) untersucht, um schließlich geeignete Verbesserungsmaßnahmen entwickeln und umsetzen zu können.

In dieser Veröffentlichung werden die wichtigsten Ergebnisse und Erkenntnisse aus der Testkampagne selber vorgestellt sowie erste umgesetzte Maßnahmen gezeigt. Hieran wird aufgezeigt, wie eine intelligente Kombination moderner experimenteller Techniken dazu beitragen kann, die Leistung heutiger technischer Systeme zu optimieren.

2. Durchgeführte Messungen

Für einen speziellen Prüfstand wurden Vibrations- und Schallmessungen unter Reinraumbedingungen durchgeführt. Der Prüfstand selbst besteht aus einer elastisch gelagerten

Granitplatte, die einen Prüfling sowie Messgeräte trägt. Während der durchgeführten Messungen befand sich der Prüfstand im Betrieb und Leistungsparameter (z.B. Regelfehler) wurden zeitsynchron mitgemessen. Neben definierten Frequenzgangs- bzw. Übertragungswegmessungen (siehe z.B. [1]) mittels Kraft- (Modalhammer) und Luftschallanregungen (zwei Schallquellen, eine für tiefe Frequenzen - LFM - und eine für höhere Frequenzen - HFM, siehe auch [3]) wurden auch Betriebsschwingungsversuche durchgeführt. Bild 1 zeigt typische Kraft- und Schallquellenanregungen, während Abbildung 2 einen repräsentativen Betriebslastfall mit einem Hubwagen zeigt.



Bild 1: Anregung mit Modalhammer (links) und Schallquellen (rechts)



Bild 2: Betriebsanregung (Hubwagen mit beladener Palette)

3. Datenanalyse

Aufgrund der hohen Komplexität der Beziehungen zwischen Kraft- und Schallanregung sowie der daraus resultierenden strukturellen Antworten und Leistungsparameter wurde die Auswertung der Messdaten in drei Phasen unterteilt:

1. Allgemeine Bewertung von Zeitdaten und Spektralinformationen
2. Pegel- und Spektralanalyse
3. TPA

3.1 Allgemeine Bewertung von Zeitdaten und Spektralinformationen

Die allgemeine Auswertung von Zeitdaten und Spektralinformationen dient der grundlegenden Analyse der Signalinhalte der Betriebsmessungen auf Basis ausgewählter Messsignale. Bild 3 zeigt beispielsweise die Antworten im Zeitbereich von zwei repräsentativen Beschleunigungssensoren (einer auf dem Boden nahe eines Gestellfußes und einer auf der Granitplatte selbst, die elastisch vom Boden entkoppelt ist), einem Mikrofon und einem typischen Leistungsparameter (Regelfehler), infolge Betriebsanregung mittels Hubwagen. Es ist festzustellen, dass am Boden und auf dem Granit sowie am Mikrofon signifikante Antworten zu erkennen sind, die direkt mit den Störungen durch den vorbeifahrenden Hubwagen korreliert sind. Für den Regelfehler ist ein ähnliches Verhalten festzustellen, das jedoch aufgrund des Rauschniveaus des Reglers weniger ausgeprägt erkennbar ist.

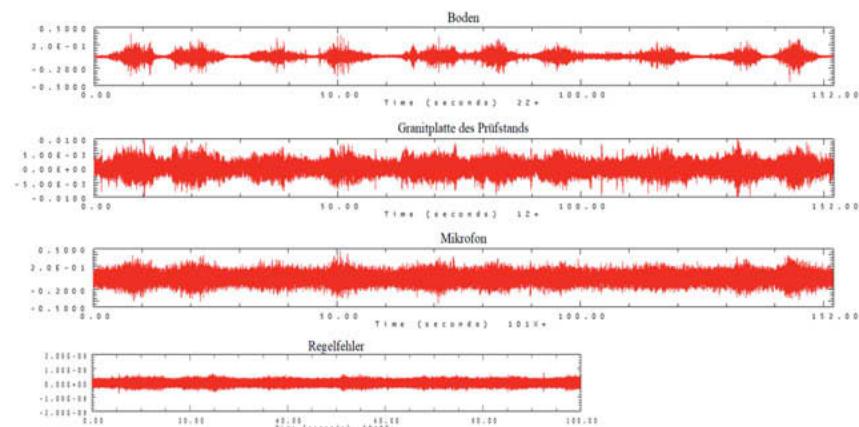


Bild 3: Zeitbereichsantworten bei Hubwagenfahrt (mit beladener Palette)

In Bild 4 ist ein Vergleich der Spektralinhalte auf Grundlage von gemittelten Power Spectral Densities (PSDs) zwischen einer Leerlaufmessung und zweier Hubwagenmessungen dargestellt. Man erkennt, dass im unteren Frequenzbereich durch die Hubwagenfahrten eine deutliche Amplitudenzunahme des Spektrums stattfindet (siehe Markierung in rot).

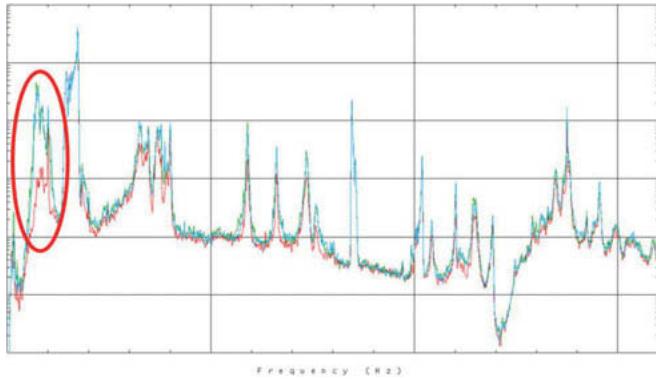


Bild 4: PSDs der Regelfehler bei Leerlaufmessung (rot) ggü. Hubwagenfahrten (grün/blau)

3.2 Pegel- und Spektralanalyse

Um weitere Einblicke zu erhalten, wurden spezielle Pegel- und Kurzzeitspektralanalysen durchgeführt. In einem ersten Schritt wurden die Messungen mit bekannter Anregung (Kraft- bzw. Schallanregung) mit Leerlaufmessungen verglichen, um die grundsätzlichen Auswirkungen beider Anregungsvarianten zu beurteilen.

Bei Krafterregung sind die Hammerimpulse am Boden in der Nähe des Prüfstandes deutlich (siehe Bild 5) und noch - geschwächt - auf der Granitplatte sichtbar. Auf dem auf dem Prüfstand montierten Prüfling können Effekte eher für Sensor 1 als für Sensor 2 festgestellt werden. Bei einem repräsentativen Mikrofon sind praktisch keine Effekte zu beobachten. Der Regelfehler (Bild 6) zeigt jedoch wieder relativ deutlich die Hammerimpulse. Die Auswirkungen der Schallanregung sind am Boden nur schwach erkennbar (Bild 7). Die Hauptanteile liegen im unteren Frequenzbereich, wie bereits oben aus den allgemeinen Spektralinformationen hervorgeht (siehe auch PSDs in Bild 4). Die Granitplatte zeigt praktisch keine Effekte. Für den auf dem Prüfstand montierten Prüfling lassen sich im Gegensatz zur Krafterregung eher für Sensor 2 als für Sensor 1 Effekte feststellen. Für das Mikrofon (Bild 8) und den Regelfehler (Bild 9) zeigen sich jedoch relativ deutliche Störungen.

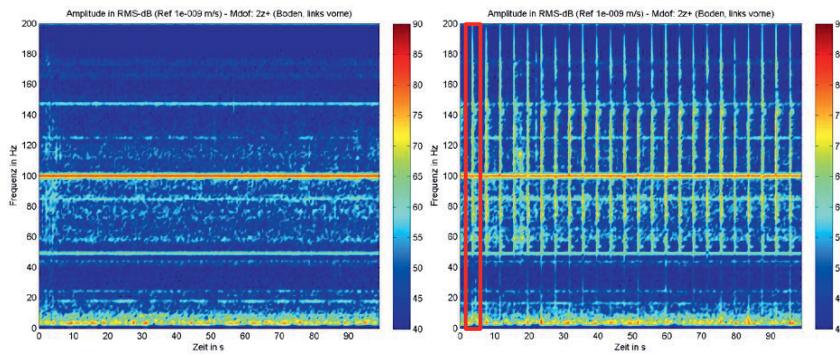


Bild 5: Sensor am Boden, links: Leerlaufmessung/rechts: Hammeranregung am Boden

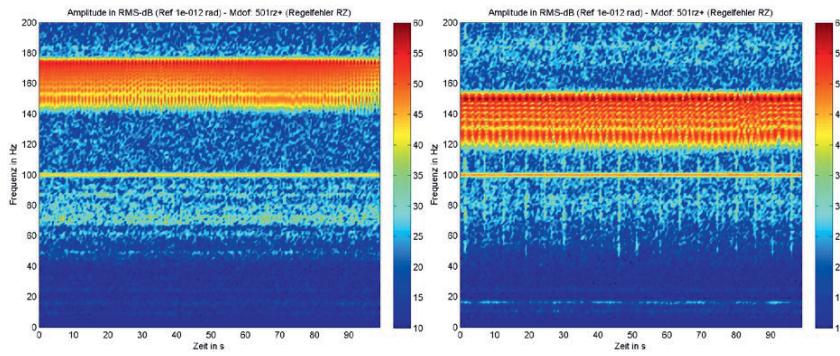


Bild 6: Regelfehler, links: Leerlaufmessung/rechts: Hammeranregung am Boden

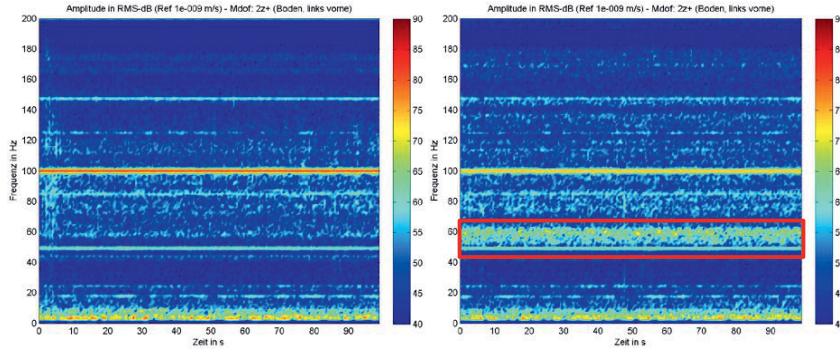


Bild 7: Sensor am Boden, links: Leerlaufmessung/rechts: Schallanregung

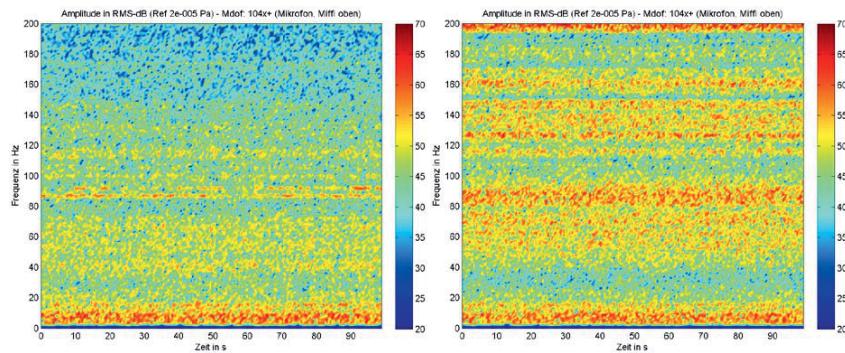


Bild 8: Mikrofon, links: Leerlaufmessung/rechts: Schallanregung

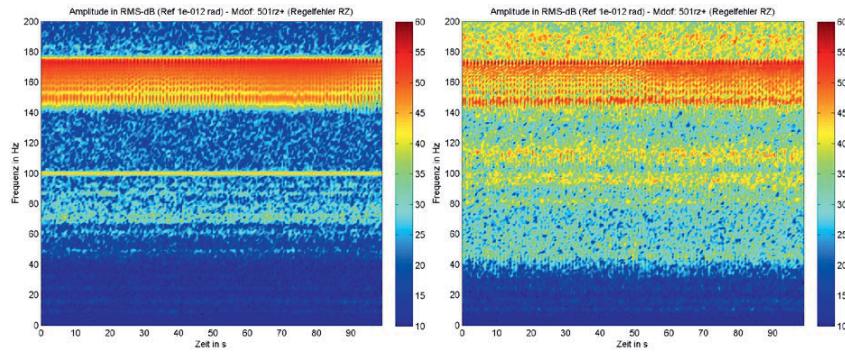


Bild 9: Regelfehler, links: Leerlaufmessung/rechts: Schallanregung

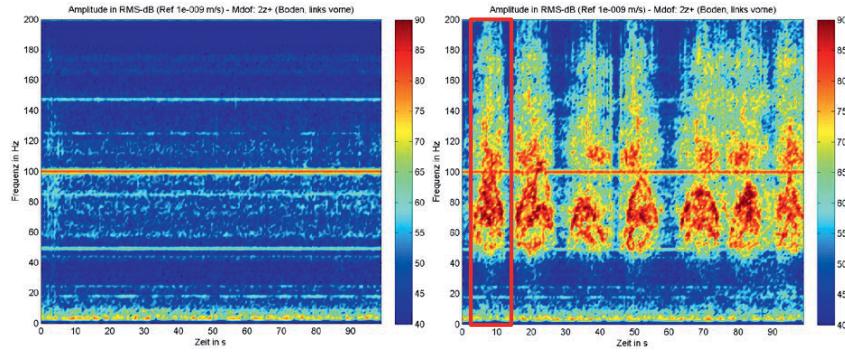


Bild 10: Sensor am Boden, links: Leerlaufmessung /rechts: Betrieb mit Hubwagen

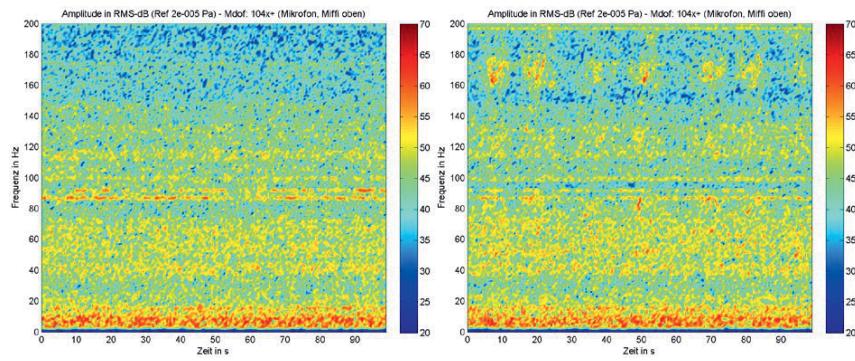


Bild 11: Mikrofon, links: Leerlaufmessung /rechts: Betrieb mit *Hubwagen*

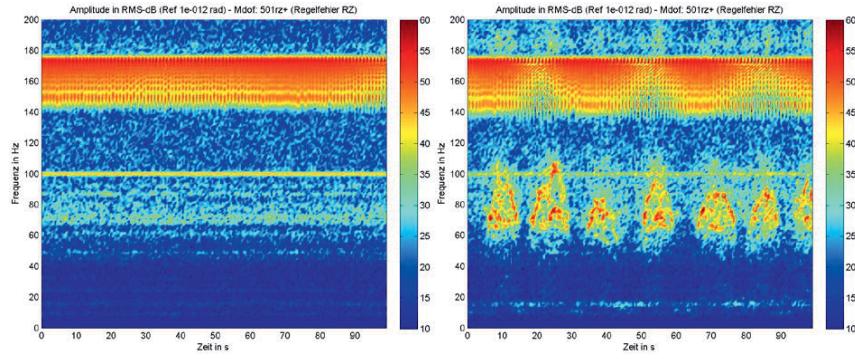


Bild 12: Regelfehler, links: Leerlaufmessung /rechts: Betrieb mit *Hubwagen*

Für die Betriebsmessung (hier mit vorbeifahrendem Hubwagen) sind die Signaturen des vorbeifahrenden Hubwagens auf allen Messsignalen mehr oder weniger deutlich sichtbar (siehe Bilder 10 bis 12).

3.3 TPA

Zusätzlich zu den Pegel- und Spektralanalysen wurde ein TPA mittels Matrixinversions-technik durchgeführt (siehe z.B. [1], [2]). Dabei werden zunächst Frequenzgangfunktionen ausgewählter potentieller Übertragungswege (kurz „Pfade“) gemessen, aus denen anschließend (über eine Inversion der Frequenzgangfunktionsmatrix) mit Hilfe gemessener Betriebsantworten Erregungskräfte identifiziert werden können. Ausgehend von diesen Kräften ist es möglich, einzelne Komponenten der Systemantwort aufzuschlüsseln, um

schließlich die Bedeutung der einzelnen Pfade zu beurteilen. Bild 13 zeigt die mit dem TPA-Modell identifizierten Kräfte. Die Rückrechnungen für einen exemplarischen Zielsensor am Prüfling und für den Regelfehler sind in Bild 14 dargestellt. Für den Regelfehler veranschaulicht Bild 15 die einzelnen Pfadbeiträge zur Gesamtantwort.

Zunächst ist zu erkennen, dass die Rückrechnungen die Eigenschaften der ursprünglich gemessenen Signale sehr gut abbilden. Für den Regelfehler sind im oberen Frequenzbereich größere Abweichungen zu beobachten, die durch das Reglerrauschen in diesem Frequenzbereich erklärt werden können.

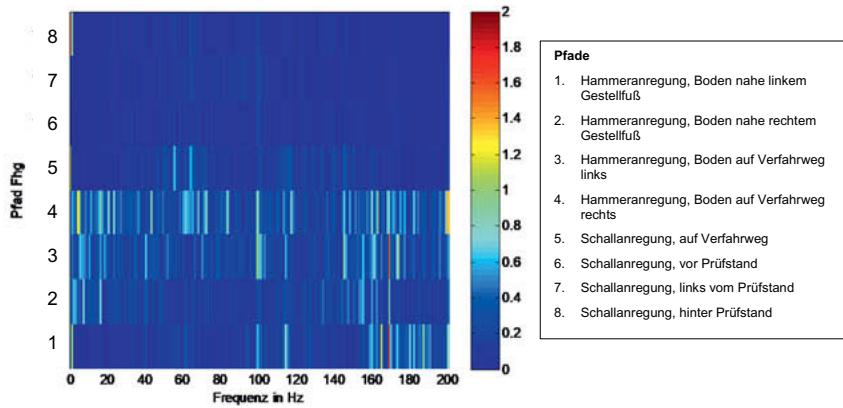


Bild 13: TPA-Ergebnisse – identifizierte Kräfte

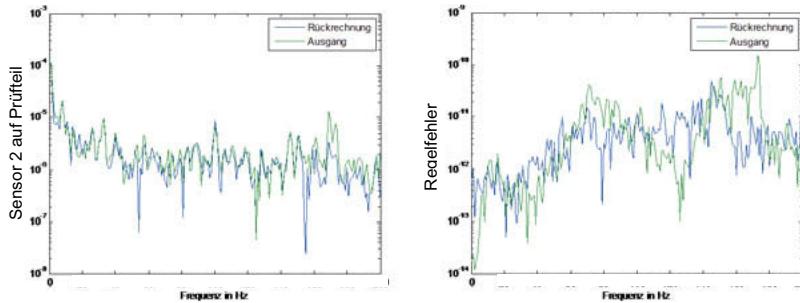


Bild 14: TPA-Ergebnisse – links: gemessene/rückgerechnete Signale für Sensor auf Prüfteil, rechts: gemessene/rückgerechnete Signale für den Regelfehler

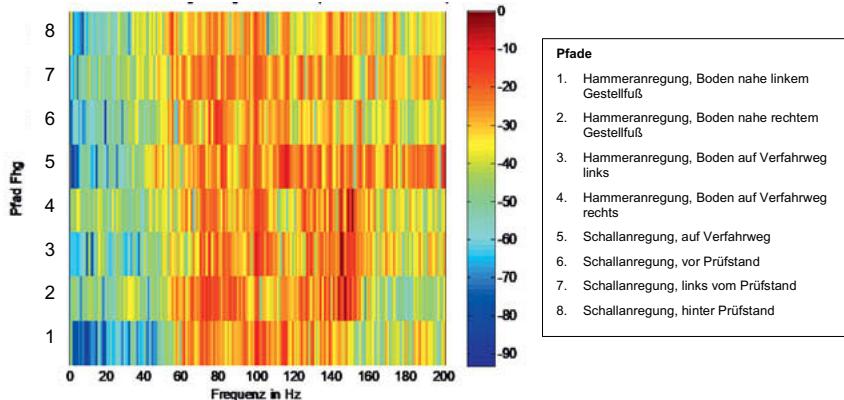


Bild 15: TPA-Ergebnisse – Beiträge der Pfade zum Gesamtsignal

Insgesamt ist zu beobachten, dass sich keiner der Pfade besonders von den anderen abhebt. Daraus lässt sich also keine Präferenz für strukturelle oder akustische Anregung ableiten. Ein Grund dafür könnte sein, dass beide Anregungsvarianten zu Regelfehlern führen können, weshalb sie in beiden Fällen grundsätzlich über entsprechende Wege und zugehörige Kräfte angeregt werden können (→ nicht eindeutige Kraftidentifikation).

4 Testergebnisse

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass Regelfehler durch typische Betriebssituationen in der Umgebung des Prüfstandes ausgelöst werden können. Dies ist sowohl auf Zeit- als auch auf Spektraldaten deutlich zu erkennen. Darüber hinaus können durch die zeitliche Auflösung der Signalinhalte mittels kurzfristiger Spektralanalysen typische Betriebssignaturen identifiziert werden. Diese Signaturen können je nach Anregungsart mit unterschiedlicher Intensität auf den einzelnen Komponenten des Prüfstandes selbst sowie auf den Schalldrücken und schließlich auf den Regelfehlern beobachtet werden. Bei genauer Betrachtung der Signaturen bzw. deren Ausprägung an den verschiedenen Messstellen lässt sich allerdings eine primäre Störung durch die Schallanregung ableiten.

5 Reduktion der Schallanregung

Zur Reduktion der Einflüsse von Schallanregung auf die Leistungstests, die auf dem Prüfstand durchgeführt werden, wurde in der Folge eine spezielle Schallschutzeinhausung entwickelt. Bild 16 zeigt den Prüfstand inklusive Einhausung.



Bild 16: Prüfstand mit Einhausung

In Bild 17 sind schließlich typische Pegeldifferenzen sowie Regelfehler bei Schallanregung im Fahrweg ohne (rot) und mit (grün) neuer Einhausung gezeigt. Die Verbesserung, die durch die neue Einhausung erzielt werden kann, ist dabei deutlich zu erkennen.

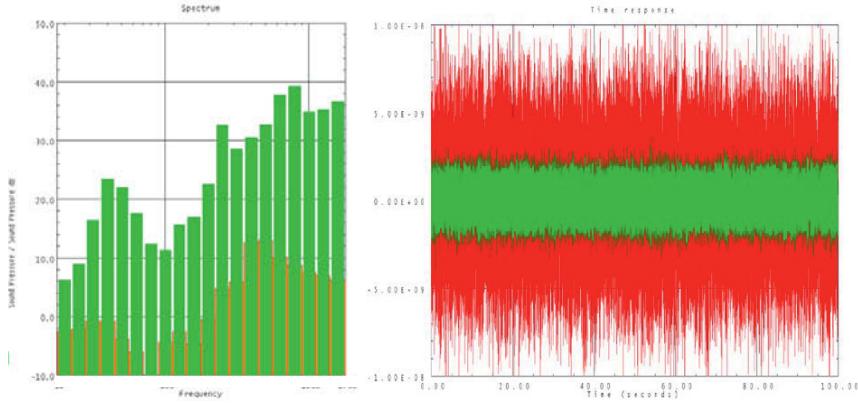


Bild 17: Links: Terzanalyse der Pegeldifferenz (Mikrofon oben) – (Mikrofon innen) bei Schallanregung im Fahrweg; rechts: Typische Verbesserung des Regelfehlers

6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

An einem Prüfstand wurden Schwingungs- und Schallmessungen durchgeführt. Dabei wurden Beschleunigungen am Boden und am Prüfstand, Schalldrücke in unmittelbarer Nähe

und Regelfehler gemessen. Insbesondere die Regelfehler können als Maß für die Auswirkungen von externen Störungen angesehen werden. Die Anregung erfolgte nacheinander sowohl durch definierte Kraft- und Schallanregung an mehreren Stellen als auch durch typische Betriebslasten.

Es wurde festgestellt, dass der tägliche Betrieb vor den Prüfständen deutlich erkennbare Auswirkungen auf die Regelfehler haben kann. Diese Störungen finden sich auch bei den gemessenen Strukturbeschleunigungen und (teilweise) bei den Schalldrücken. Eine klare Trennung der einzelnen Erregungswege (strukturell oder durch Luft) über TPA ist in diesem Fall nicht vollständig möglich - im Prinzip haben beide Varianten das Potenzial, die Störungen einzeln und auch in Kombination zu verursachen. In der Gesamtbetrachtung kann jedoch eine gewisse Präferenz auf den Luftweg festgestellt werden.

Zur Reduzierung der auftretenden Störungen wurde als primäre Maßnahme daher eine akustische Einhausung zur Entkopplung des Prüfstandes von der akustischen Umgebung entwickelt. Die Wirksamkeit wurde in der Folge durch zusätzliche Messungen überprüft, und es zeigt sich, dass insbesondere der Regelfehler deutlich reduziert werden kann.

Danksagung

Die Autoren danken der Carl Zeiss SMT GmbH für die Unterstützung dieser Arbeit und die Genehmigung zur Präsentation der Ergebnisse.

Literatur

- [1] D. J. Ewins, Modal testing: theory, practice and application, 2nd edition, Research Studies Press Ltd. (2000)
- [2] M. V. van der Seijs, D. de Klerk, D. J. Rixen, General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, MSSP 68-69 (2016), Seiten 217-244
- [3] Microflown Technologies, Products|Sources, Webseite:
<https://www.microflown.com/products/sources-vvs/> (2019)

Die nasslaufende Kupplung als Stellglied zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang – Einflüsse eines veränderten Tribosystems

Wet running clutch as actuator for reduction of oscillation in the power train – Influences of the tribological system

M.Sc. Arne Bischofberger, Dipl.-Ing. Sascha Ott,

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers,

IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für

Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Eine Veränderung der Systemstruktur (tribologisches System) kann die Schwingungsreduzierung im nasslaufenden Kupplungssystem bei ansonsten gleichbleibenden Randbedingungen möglicherweise maßgeblich verbessern. Dieser Beitrag stellt hierzu Untersuchungen bei gezielter Variation des Tribosystems, im Speziellen des Reibbelages und des verwendeten Öls, vor. Für eine relative Bewertung der Schwingungsentkopplung werden die Bewertungsgrößen spezifisches Amplitudenverhältnis und die Winkelbeschleunigung eingeführt und herangezogen. Zusätzlich wird das dynamische Reibungszahlverhalten der Tribosystemvarianten gegenübergestellt und auf mögliche Korrelationen mit dem Schwingungsentkopplungsverhalten hin untersucht.

Abstract

A variation of the tribological system can potentially significantly improve the decoupling behavior of the wet running clutch system. This paper presents investigations on specific variation of the tribological system, in particular the friction lining as well as the cooling oil. For a relative analyses of the vibration reduction, the evaluation parameters specific amplitude ratio and angular acceleration are introduced and used. Additionally the dynamic friction coefficient behavior is compared. Thereby possible correlations with the decoupling behavior are analysed.

1. Einleitung und Stand der Forschung

Effizienzsteigernde Maßnahmen in Kraftfahrzeugen wie u. a. Downsizing- und Downspeeding bringen mitunter unerwünschte Nebeneffekte wie höhere Momentenanregungen durch die Antriebsmaschine mit sich. Die gleichzeitig weiter zunehmenden Ansprüche an Komfort durch

den Kunden fordern neue Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung im modernen Antriebsstrang. Durch gezielt einstellbaren Kupplungsschlupf bietet das moderne nasslaufende Kupplungssystem die Möglichkeit Drehungleichförmigkeiten im Antriebsstrang zu reduzieren. Dieses Potential der Kupplung wurde bereits in [1] und [2] beschrieben. Auch [3] betont die Vorteile einer schlupfgereltenen Kupplung zur Reduzierung von Torsionsschwingungen in Bereichen geringerer Drehzahl und gleichzeitig erhöhter Motorlast. Diese Funktionserweiterung der Kupplung bietet die Möglichkeit in zukünftigen u.a. hybriden Antriebssträngen andere schwingungsreduzierende Antriebsstrangkomponenten in Bauraum und Masse kleiner dimensionieren oder gänzlich außen vor lassen zu können.

In [4] wurde die Schwingungsreduzierung von Drehungleichförmigkeiten durch das Kupplungssystem im geregelten Dauerschlupfzustand aufgegriffen und simulativ bestätigt. Dabei wurde auch festgehalten, dass das Übertragungsverhalten im nasslaufenden Lamellenpaket maßgeblich vom Reibverhalten im Frikitionskontakt bestimmt wird. Um hieran anknüpfend experimentelle Untersuchungen zu ermöglichen, wurde die in [5] vorgestellte Validierungsumgebung entwickelt. Die Validierungsumgebung bietet die Möglichkeit zur dynamischen Untersuchung des Reibungszahl- sowie des Schwingungsentkopplungsverhaltens im nasslaufenden Lamellenpaket unter gezielt aufgebrachter torsionaler Anregung. Erste Untersuchungen bestätigen das Potential zur Schwingungsreduzierung. In [6] und [7] wurde der Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf das Reibverhalten im Frikitionskontakt unter dynamischer Anregung untersucht. Außerdem wurde der Einfluss eines Fahrzeugrestsystems auf das Verhalten untersucht, wobei ein maßgeblicher Einfluss durch triebstrangdynamische Wechselwirkungen ermittelt werden konnte. In dynamischen Untersuchungen am Lamellenpaket ist deshalb das Fahrzeugrestsystem mit seinen schwingungsdynamischen Eigenschaften zu berücksichtigen [7]. Einflussgrößen auf die Schwingungsentkopplung wurden in [8] untersucht. Dabei wurden verschiedene Beanspruchungsgrößen, wie z. B. die Grundschlupfdrehzahl, die Flächenpressung oder der Kühlölvolumenstrom betrachtet. Es konnte ein maßgeblicher Einfluss der Grundschlupfdrehzahl sowie der Flächenpressung ermittelt werden. Für den Kühlölvolumenstrom konnte analog zum Reibungszahlverhalten, wie in [7] und [9] festgehalten, kein signifikanter Einfluss festgestellt werden. Das Kühlöl bzw. der Schmierstoff selbst nimmt hingegen einen maßgeblichen Einfluss auf das Reibverhalten im Frikitionskontakt [10]. Es sind bisher allerdings keine Untersuchungen dazu bekannt, welchen Einfluss der Schmierstoff oder auch weitere Komponenten des tribologischen Systems, auf das Schwingungsentkopplungsverhalten im Frikitionskontakt haben. Hier sollen die Untersuchungen dieses Beitrags anknüpfen. Es soll auch die in [8] ermittelte Korrelation des Reibungszahlverhaltens mit der Schwingungsent-

kopplung im Frikionskontakt weiter untersucht werden. Dabei sind insbesondere die minimalen bzw. maximalen Reibungszahlen sowie der Reibungszahlgradient, wie in [8] definiert, von Bedeutung. Ein negativer Reibungszahlgradient kann selbsterregte Rupfschwingungen hervorrufen [11]. Auch kann ein stark positiver Reibungszahlgradient die Funktionserfüllung im Kupplungssystem negativ beeinflussen. Grundsätzlich ist daher ein leicht positiver Reibungszahlgradient bei der Auslegung des Frikionssystems erwünscht [11], [12]. Ob eine, hinsichtlich des Reibungszahlgradienten und der Reibungszahlen gezielter abgestimmte Auslegung des Tribosystems das Schwingungsentkopplungsverhalten zusätzlich begünstigen kann, soll eines der Ziele der folgenden Untersuchungen sein.

2. Validierungsumgebung und Vorgehensweise

In Anlehnung an [13] besteht das tribologische System einer nasslaufenden Kupplung aus den Reiblamellen und den Stahllamellen, wie in Bild 1 exemplarisch dargestellt, sowie aus dem Schmierstoff und einem Belastungskollektiv. Die Untersuchungen werden mittels der in [5] vorgestellten Validierungsumgebung durchgeführt. Die Validierungsumgebung ermöglicht Untersuchungen des Schwingungsentkopplungs- sowie des Reibverhaltens im nasslaufenden Lamellenpaket unter dynamischer Anregung. Dabei werden insbesondere die triebstrangdynamischen Wechselwirkungen mit dem Fahrzeugrestsystem abgebildet und berücksichtigt. Die Versuche werden in Dauerschlupfzuständen durchgeführt. Hierzu wird zu Beginn ein Grundschlupf durch eine Drehzahlendifferenz an An- und Abtriebsseite eingestellt. Im weiteren Verlauf wird antriebseitig eine sinusförmige Anregung aufgebracht und damit die Antriebsdrehzahl überlagert. Weiterführende Beschreibungen hierzu finden sich u. a. in [5, 7, 14].

Um den Einfluss einer veränderten Systemstruktur in Form einer Veränderung des Tribosystems auf die Schwingungsentkopplung zu ermitteln, werden drei verschiedene Tribosystemvarianten untersucht. Es werden zum einen das Öl und zum anderen die Reiblamellen variiert. Für alle Untersuchungen werden Stahllamellen desselben Typs verwendet. Zwischen Tribosystemvariante 1 (TS 1) und Tribosystemvariante 2 (TS 2) wird das Kühlöl (veränderte Additivierung), zwischen TS 2 und Tribosystemvariante 3 (TS 3) die Reiblamellen (veränderter Reibbelag) geändert. Tabelle 1 zeigt die Zusammensetzung der variierten Komponenten der drei Tribosystemvarianten.

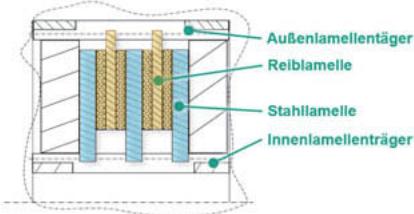


Bild 1: Aufbau eines Lamellenpaketes einer nasslaufenden Kupplung (exemplarisch) [8]

Tabelle 1: Untersuchte Tribosystemvarianten

	Ölvariante	Reiblamelle
Tribosystemvariante 1	Typ 1	Typ 1
Tribosystemvariante 2	Typ 2	Typ 1
Tribosystemvariante 3	Typ 2	Typ 2

Die Untersuchungen wurden mittels zwei vollfaktorieller DoEs, bei welchen die folgenden Beanspruchungsgrößen in mehreren Stufen variiert wurden, durchgeführt. Dadurch soll der Einfluss des Tribosystems über einen breiteren Versuchsräum, also auch bei veränderten Randbedingungen wie z.B. der Belastung, ermittelt werden können. Jede Tribosystemvariante wurde gemäß der beiden in Tabelle 2 aufgelisteten Versuchspläne untersucht. Da für jede Variante so 64 Einzelversuche bei unverändertem, festgehaltenem „Faktor“ Tribosystem durchgeführt werden, sind gewonnene Erkenntnisse hinsichtlich des Einflusses des Tribosystems im Untersuchungsraum statistisch abgesichert.

Tabelle 2: Versuchsplan mit Faktorstufen der Beanspruchungsgrößen

Beanspruchungsgröße	Faktorstufen DoE 1		Faktorstufen DoE 2	
Grundschlupfdrehzahl [min⁻¹]	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	
Flächenpressung [N/mm²]	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 1	Stufe 2
Anregungsordnung [-]	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 1	Stufe 2
Anregungsamplitude [min⁻¹]	Stufe 1		Stufe 1	Stufe 2
Antriebsdrehzahl [min⁻¹]	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 1	Stufe 2
Kühlölvolumenstrom [mm³/mm²s]	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 1	Stufe 2

Als Bewertungsgrößen der Schwingungsentkopplung werden zum einen die Winkelbeschleunigung am Kupplungsausgang und zum anderen das spezifische Amplitudenverhältnis der Drehzahlen herangezogen.

Die beiden mitunter aus der Systemausgangsgröße Abtriebsdrehzahl ermittelten Bewertungsgrößen ermöglichen einen relativen Vergleich der Entkopplungswirkung mit anderen schwingungsreduzierenden Systemen.

Das spezifische Amplitudenverhältnis wird aus den gemittelten Amplituden der Drehzahl am Kupplungsausgang und der Drehzahl am Kupplungsreingang $AV = \hat{n}_{out}/\hat{n}_{in}$ bezogen auf den

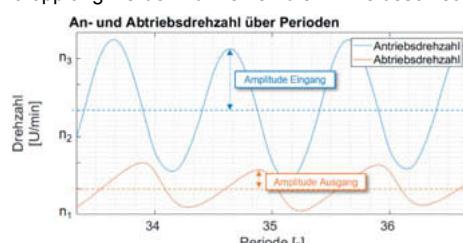


Bild 2: Exemplarisch, Drehzahlamplituden am Kupplungsausgang und -eingang zur Ermittlung des Amplitudenverhältnisses

Frequenzbereich der gezielt aufgebrachten Anregung bestimmt. In Bild 2 ist ein beispielhafter Verlauf der Drehzahlen für einen Dauerschlupfzustand mit einem $AV < 1$ dargestellt.

3. Dynamisches Reibungszahlverhalten

In folgendem Abschnitt wird das dynamische Reibungszahlverhalten der verschiedenen Tribosysteme gegenübergestellt und grundlegend miteinander verglichen. Bild 3 zeigt exemplarisch den Reibungszahlverlauf über der Differenzdrehzahl eines Einzelversuchs für die Tribosystemvarianten TS 1 und TS 2. Dabei werden alle Randbedingungen abgesehen des Tribosystems, hier im Speziellen des Schmierstoffs, gleich gehalten. Es wird ersichtlich, dass die Veränderung des Kühlöls hier tendenziell zu einer Abnahme der absoluten Reibungszahlen führt.

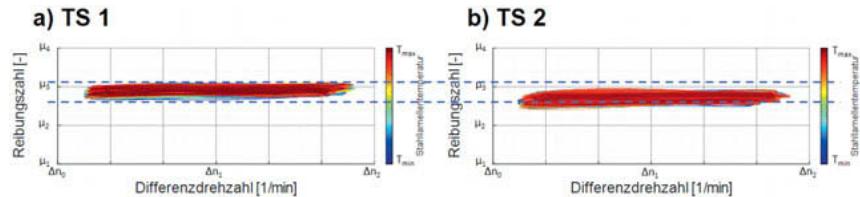


Bild 3: Exemplarische Darstellung des Einfluss des Schmierstoffs auf die Reibungszahlen

Um die ermittelte Tendenz für den vollständigen Versuchsräum verifizieren oder falsifizieren zu können, werden alle Einzelversuche des Versuchsräums der jeweiligen Tribosystemvariante herangezogen. Bild 4 zeigt dazu die Boxplots der maximalen Reibungszahl (links) sowie der minimalen Reibungszahl (rechts) beider Tribosystemvarianten im Vergleich. Die Boxplots stellen die Auswertung der Reibungszahlen über die 64 angefahrenen Paramterkombinationen dar.

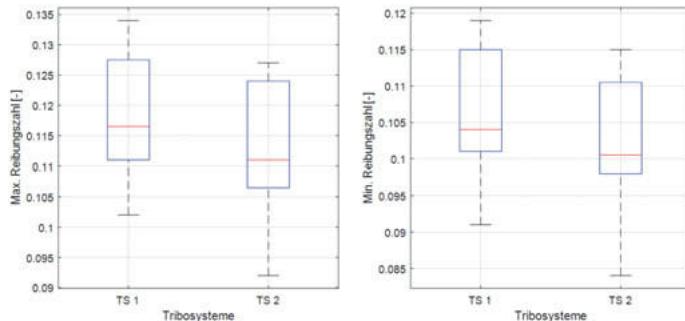


Bild 4: Einfluss des Schmierstoffs – Boxplot der maximalen (links) und minimalen Reibungszahlen (rechts) aller Einzelversuche für TS 1 und TS 2

Durch die in z.B. [7] ermittelten Einflüsse der Beanspruchungsgrößen variieren die Reibungszahlen der einzelnen Versuche einer Tribosystemvariante in sich. Über alle 64 Einzelversuche einer Tribosystemvariante wurde jedoch der Faktor „Tribosystem“ konstant gehalten, so dass aus dem Vergleich des jeweils linken mit dem jeweils rechten Boxplot ein tendenzieller Einfluss des Tribosystems auf die absoluten Reibungszahlen abgeleitet wird. Die Variation des Schmierstoffs von TS 1 zu TS 2 führt tendenziell zu einer Abnahme der sowohl maximalen als auch der minimalen Reibungszahl. Es lässt sich daraus ein Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibungszahlverhalten, im Detail betrachtet auf die absoluten Reibungszahlen im Frikionskontakt festhalten.

In Bild 5 ist exemplarisch der Reibungszahlverlauf eines Einzelversuchs für die Variation des Reibbelags durch TS 2 und TS 3 dargestellt. Die Veränderung des Tribosystems führt hier demnach zu tendenziell höheren Reibungszahlwerten.

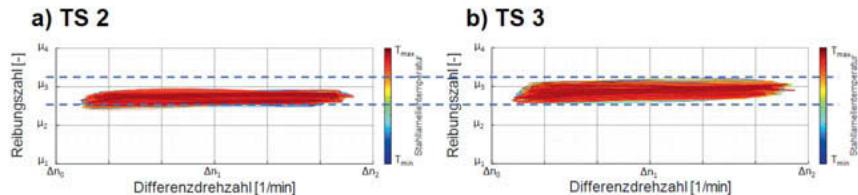


Bild 5: Exemplarische Darstellung des Einfluss der Reiblamelle auf die Reibungszahlen

Zur näheren Betrachtung werden im Folgenden wieder die Boxplots der Reibungszahlen aller Einzelversuche verglichen. Aus Bild 6 wird eine Erhöhung der absoluten Reibungszahl bei Veränderung des Reibbelags von TS 2 zu TS 3 hin ersichtlich. Der Reibbelag kann damit

ebenso wie der zuvor betrachtete Schmierstoff als ein Einflussfaktor auf das Reibungszahlverhalten, im Detail auf die absoluten Reibungszahlen im Frictionskontakt identifiziert werden.

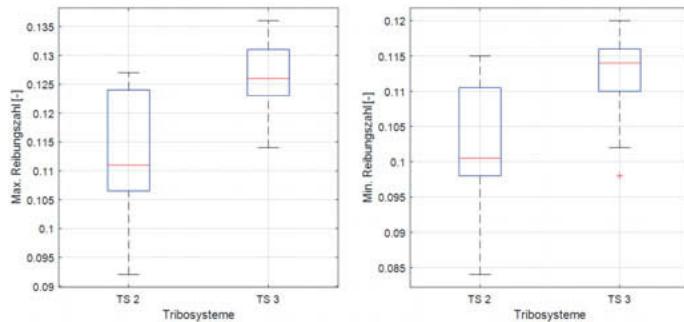


Bild 6: Einfluss des Reibbelags – Boxplot der maximalen (links) und minimalen Reibungszahlen (rechts) aller Einzelversuche für TS 2 und TS 3

Abschließend wird der Einfluss auf den Reibungszahlgradienten betrachtet. In Bild 7 lässt sich durch die Erhöhung des Median eine tendenzielle Erhöhung des Gradienten durch die Variation des Schmierstoffs von TS 1 zu TS 2 und TS 3 erkennen. Ein signifikanter Einfluss des Reibbelags auf den Median des Reibungszahlgradienten lässt sich im untersuchten Versuchraum von TS 2 zu TS 3 hingegen nicht erkennen. Es lässt sich daher keine Aussage über eine signifikante Zu- oder Abnahme des Gradienten treffen. Durch die Veränderung des Reibbelags von TS 2 zu TS 3 wird die Range des Reibungszahlgradienten im Untersuchungsraum allerdings analog zu TS 1 bis hin zu negativen Gradienten, vergrößert.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass ein Einfluss des Schmierstoffs auf den Reibungszahlgradienten, insbesondere auf die Absolutwerte dessen, vorliegt. Die hier vorgenommene Veränderung der Additivierung des Kühlöls führt tendenziell zu einer Erhöhung des Reibungszahlgradienten.

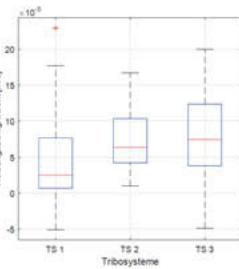


Bild 7: Einfluss des Schmierstoffs & des Reibbelags – Boxplot der Reibungszahlgradienten aller Einzelversuche für TS 1 - TS 3

4. Schwingungsentkopplungsverhalten

Mittels der in Kapitel 2 vorgestellten relativen Bewertungsgrößen wird in folgenden Abschnitten ein relativer Einfluss des tribologischen Systems auf das Schwingungsentkopplungsverhalten im nasslaufenden Lamellenpaket aus den durchgeföhrten Untersuchungen herausgearbeitet.

Daran anknüpfend wird eine mögliche Korrelation der Schwingungsentkopplung mit dem Reibungszahlverhalten untersucht. In nachfolgender Bild 8 wird exemplarisch für eine Parameterkombination, also gleichbleibenden Randbedingungen, insbesondere gleichbleibender Anregung, die An- (blau) sowie die Abtriebsdrehzahl (orange) am Eingang bzw. Ausgang des Lammelpakets für TS 1 und TS 2 aufgetragen. Die Abtriebsdrehzahl weist hier bei TS 2 grund-sätzlich gegenüber TS 1 höhere Amplituden auf, was bei gleicher Anregungsspannweite und Anregungsfrequenz zu einem höheren Amplitudenverhältnis sowie einer erhöhten Winkelbeschleunigung bei TS 2 führt. Bestätigt wird die graphische Auswertung durch die zugehörigen Kennwerte in Tabelle 3.

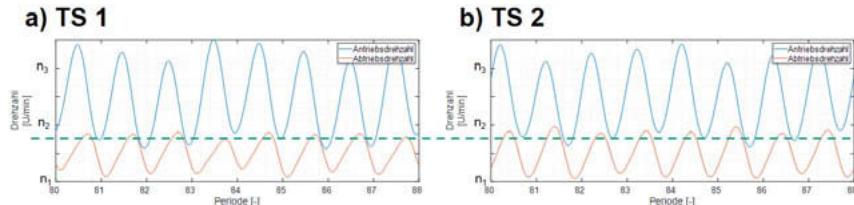


Bild 8: Exemplarische Darstellung des Einflusses des Schmierstoffs auf die Schwingungsentkopplung

Tabelle 3: Schwingungsentkopplungsbewertungsgrößen zu Bild 8 – Einfluss des Schmierstoffs

	TS 1	TS 2
Spez. Amplitudenverhältnis [%]	42,8	52,8
Winkelbeschleunigung [rad/s ²]	179	212

Die in Bild 9 abgebildeten Boxplots des spez. Amplitudenverhältnisses sowie der Winkelbeschleunigung aller Einzelversuche der beiden Tribosysteme TS 1 und TS 2 sowie die in Bild 10 abgebildeten zugehörigen Absolutwerte des spez. Amplitudenverhältnis für jeden Einzelversuch derselben Parameterkombinationen für TS 1 (blau) und TS 2 (orange) bestätigen den Einfluss des Schmierstoffs auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Frikionskontakt.

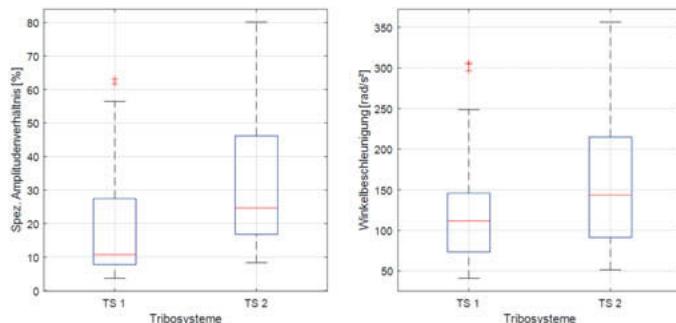


Bild 9: Einfluss des Schmierstoffs – Boxplot des spez. Amplitudenverhältnis (links) und der Winkelbeschleunigung (rechts) aller Einzelversuche für TS 1 und TS 2

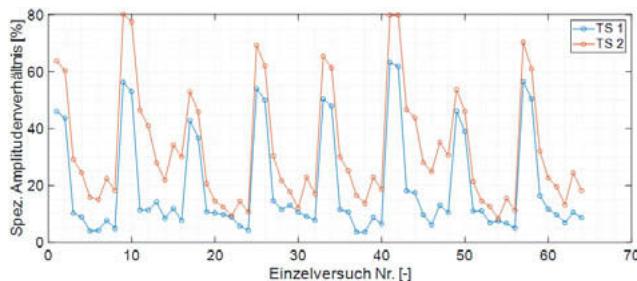


Bild 10: Einfluss des Schmierstoffs – Verlauf des spez. Amplitudenverhältnis über alle Einzelversuche für TS 1 (blau) und TS 2 (rot)

Der Median des Amplitudenverhältnisses ist bei TS 2 um etwa (absolut) 14% erhöht. Durch Veränderung der Additivierung des Kühlöls von TS 1 zu TS 2 lässt sich somit eine deutliche Abnahme der Schwingungsentkopplungswirkung erkennen. Der Schmierstoff kann als ein Einflussfaktor auf die Schwingungsentkopplung festgehalten werden.

In Bild 11 und Bild 12 werden die Ergebnisse der Untersuchung des Einfluss des Reibbelags auf die Schwingungsentkopplung dargestellt. Analog zur Darstellung des Einfluss des Schmierstoffs, zeigt Bild 11 die Boxplots aller Einzelversuche von TS 2 und TS 3. Bild 12 zeigt ergänzend die zugehörigen Absolutwerte des spez. Amplitudenverhältnis für jeden Einzelversuch.

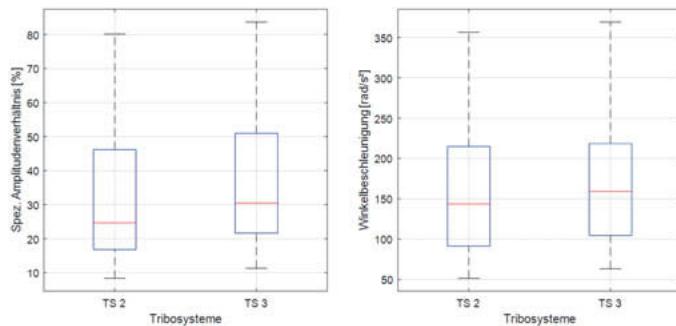


Bild 11: Einfluss des Reibbelags – Boxplot des spez. Amplitudenverhältnis (links) und der Winkelbeschleunigung (rechts) aller Einzelversuche für TS 2 und TS 3

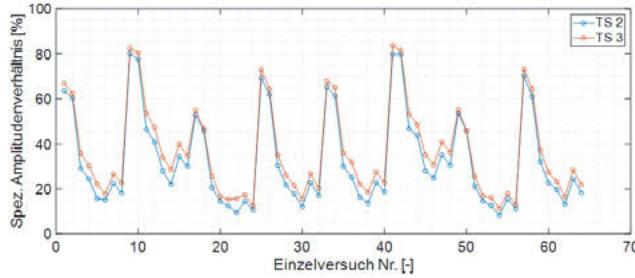


Bild 12: Einfluss des Reibbelags – Verlauf des spez. Amplitudenverhältnis über alle Einzelversuche für TS 1 (blau) und TS 2 (rot)

Sowohl das spez. Amplitudenverhältnis (links) als auch die Winkelbeschleunigung (rechts) nehmen mit Veränderung des Reibbelags von TS 2 zu TS 3 zu. Über alle Einzelversuche liegt der Median des Amplitudenverhältnisses bei TS 3 um (absolut) 6% höher. Verdeutlicht wird dies auch durch den Verlauf der Absolutwerte des Amplitudenverhältnisses von TS 3, dessen Kurve einen leicht höheren Verlauf gegenüber der Kurve von TS 2 aufweist. Auch durch den veränderten Reibbelag lässt sich daher ein Einfluss auf die Schwingungsentkopplung ermitteln.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurden Ergebnisse zur Untersuchung des Einflusses des tribologischen Systems auf das Reibungszahlverhalten sowie die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Frictionskontakt unter dynamischer Anregung vorgestellt. Die Untersuchungen wurden unter Berücksichtigung triebstrangdynamischer Wechselwirkungen mit dem Fahrzeugrestsystem anhand zweier

Öl- sowie zweier Reiblamellenvarianten durchgeführt. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sowohl der Schmierstoff bzw. das Kühlöl als auch der Reibbelag einen Einfluss auf das Reibungszahl- sowie auf das Entkopplungsverhalten haben. Dabei wurde bei der Variation der Öladditivierung von TS 1 zu TS 2:

- eine Zunahme des Reibungszahlgradienten,
- eine Abnahme der absoluten Reibungszahlen,
- eine Abnahme der Schwingungsentkopplungswirkung,

bei der Variation des Reibbelags von TS 2 zu TS 3:

- eine Erweiterung der Range des Reibungszahlgradienten hin zu negativen Gradienten,
- eine Zunahme der absoluten Reibungszahlen,
- eine Abnahme der Schwingungsentkopplungswirkung

ermittelt. Eine tendenzielle Korrelation des Reibungszahlgradienten mit der Entkopplung kann daraus abgeleitet werden. Im untersuchten Bereich führt eine Zunahme des Gradienten tendenziell zur Abnahme der Entkopplungswirkung und damit zu einer Verschlechterung des Komfortverhaltens. Zwischen den Reibungszahlen und der Entkopplung kann im untersuchten Bereich hingegen kein grundsätzlicher Zusammenhang festgestellt werden. Es wurde ein signifikanter Einfluss des Tribosystems auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Lamellenpaket ermittelt. Eine gezielte Auslegung des Tribosystems kann die Schwingungsreduzierung begünstigen und die nasslaufende Kupplung als mögliches Stellglied hierfür befähigen. Die Variation des Tribosystems kann dabei auch Einfluss auf die Dämpfungswirkung nehmen und möglicherweise andere schwingungsmindernde Mechanismen begünstigen. Eine dadurch ermöglichte Effizienzsteigerung kann zusätzlich zu einer günstigeren Auslegung beitragen, weswegen zukünftige Untersuchungen daran anknüpfend auch den Zielkonflikt Komfort und Effizienz aufgreifen sollen.

Danksagung

Die Autoren danken für die Unterstützung des Forschungsprojekts. Das IGF-Vorhaben 18501-N der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

6. Literaturverzeichnis

- [1] Albers, A.: Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) - Die mitdenkende Kupplung. 4. Internationales Kolloquium Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, 20. April 1990, Baden-Baden. 1990
- [2] Lutz, D. u. Verein Deutscher Ingenieure: Kupplungsmanagement - ein Baustein zur Drehschwingungsdämpfung. VDI Berichte 697 (1988), S. 219–256
- [3] Abbassi, M. B.: Steigerung des Antriebsstrangkomforts im Kfz durch elektronisches Kupplungsmanagement. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 2, S. 118–126
- [4] Basiewicz, M., Albers, A. u. Ott, S.: Influencing factors on the decoupling of induced rotational oscillation by wet-running multi-plate-packages in controlled slip mode (2017)
- [5] Albers, A., Ott, S. u. Basiewicz, M.: Ermittlung des Übertragungs- und Systemverhaltens nasslaufender Lamellenpakete im Schlupfbetrieb unter Berücksichtigung der Systemwechselwirkungen. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettlingen: VDI-Verlag, Düsseldorf 2017
- [6] Kemper, C., Basiewicz, M., Ott, S. u. Albers, A.: Schwingungsentkopplung durch nasslaufende Funktionsreibkontakte im geregelten Schlupfbetrieb - Anforderungen an den tribologischen Kontakt in Wechselwirkung mit der Antriebssystemdynamik. 59. Tribologie-Fachtagung 2018. Göttingen 2018
- [7] Kemper, C., Wantzen, K., Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Frikitionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. Forschung im Ingenieurwesen (2019)
- [8] Bischofberger, A., Ott, S. u. Albers, A.: Einfluss von Beanspruchungsgrößen auf die Schwingungsentkopplung im nasslaufenden Kupplungssystem und deren Korrelation mit dem Reibverhalten im Frikitionskontakt. 60. Tribologie-Fachtagung 2019. Göttingen 2019
- [9] Rank, R.: Reibwerkstoffe und Systemlösungen für neue KfZ-Getriebe. Lubricants, Materials and Lubrication Engineering. Technische Akademie Esslingen, Ostfildern 2002, S. 1925–1936
- [10] Abu Snima, K.: Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung. 16158113 21 (2006)
- [11] Albers Albert. u. Herbst, D.: Kupplungsruften - Ursachen, Modellbildung und Gegenmaßnahmen. VDI-Berichte 1416; ISBN 3-18-091416-5, 1998. 1998
- [12] Kani, H., Miyake, J. u. Ninomiya, T.: Analysis of the Friction Surface on Clutch Judder. Technical Notes (1992), S. 82–84

- [13] GfT: Arbeitsblatt 7 / Tribologie Verschleiß, Reibung - Definitionen, Begriffe, Prüfung. Moers 2003
- [14] Ott, S. u. Basiewicz, M.: Schwingungsreduzierung durch das Kupplungssystem im gezielten Schlupfbetrieb. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. Ettlingen: VDI-Verlag, Düsseldorf 2017

Anwendung und Entwicklung eines Doppelunwuchtrotors zur aktiven Schwingungsdämpfung von der Eeklo Fußgängerbrücke

Application and Design of a Twin Rotor Damper for the active vibration control of the Eeklo footbridge

M.Sc. **Richard Terrill**, Dipl.-Ing. **Axel Seils**,

Institut für Baustatik, Technische Universität Hamburg;

Dr.-Ing. **Richard Bäumer**,

Development Engineer, Carl Zeiss Meditec AG, Oberkochen

Kurzfassung

Der Doppelunwuchtrotor (DUR) ist ein aktiver Schwingungsdämpfer. Dieser nutzt die Zentrifugalkräfte exzentrisch rotierender Massen zur Schwingungskontrolle. Die bisherige Forschung zeigt, dass der DUR effektiv Schwingungen dämpft bei gleichzeitig geringem Leistungsbedarf. Es wurde ein Prototyp entwickelt, um diese Forschungsergebnisse an einem realen Tragwerk zu evaluieren. Fußgängerbrücken sind durch ihre leichte und schlanke Bauweise häufig anfällig für fußgängerinduzierte Schwingungen. In diesem Beitrag wird die Entwicklung und Anwendung des Prototyps für eine Fußgängerbrücke in Belgien, der Eeklo-Brücke, präsentiert. Der Schwerpunkt des Beitrags ist die Entwicklung und Konstruktion des Prototyps. Hierfür wird eine numerische Untersuchung vorgestellt, mithilfe derer die Konstruktionsparameter für den Prototyp festgelegt wurden. Die Versuchsergebnisse mit der realen Brücke zeigen, dass der DUR die fußgängerinduzierten Schwingungen effektiv dämpft mit einem geringem Leistungsbedarf und ein Massenverhältnis vom Prototyp zur Strukturmasse von ca. 1%.

Abstract

The twin rotor damper (TRD) is a device which uses the centrifugal forces of eccentrically rotating masses for active vibration control. Previous research has shown that the TRD is an effective and power efficient damping device. A prototype device was developed to evaluate these research results on a real structure. Footbridges are often, due to their slim and light-weight structure, susceptible to pedestrian induced vibrations. In this contribution, the development and implementation of the prototype on a footbridge in Belgium, the Eeklo footbridge, is presented. Here the focus is the development and construction of the prototype. For this purpose, a numerical investigation is performed to help determine the construction parameters

of the prototype. The in-field experiments show that the TRD can effectively damp the pedestrian-induced vibration of the Eecklo footbridge in an power efficient manner with a prototype to structure mass-ratio of ca. 1%.

1. Einleitung

Die schlanke und leichte Bauweise von Fußgängerbrücken führt häufig dazu, dass diese für Fußgängerinduzierte Schwingungen anfällig werden [1]. Diese Schwingungen können dazu führen, dass Fußgänger ein Unwohlsein verspüren oder in manchen extremen Situationen der Brücke sogar Schaden zufügen können. Dies kann die Gebrauchstauglichkeit bzw. Lebensdauer der Brücke reduzieren. Mehrere dieser Gebrauchstauglichkeitsprobleme sind in den letzten Jahren bekannt geworden z.B. [2, 3].

Um solchen Schwingungsproblemen entgegenzuwirken werden häufig Dämpfungseinheiten eingebaut [2, 3, 4]. Diese Dämpfungseinheiten können passiv, semi-aktiv oder aktiv sein. Passive Systeme wie z.B. Schwingungstilger werden auf eine bestimmte Frequenz eingestellt und sind innerhalb einer begrenzten Frequenzbreite effektiv. Allerdings sind die Gebrauchstauglichkeitsprobleme bei Fußgängerbrücken häufig die Folge von mehreren interagierenden Schwingungsformen. Aus diesem Grund werden mehrere Schwingungstilger benötigt. Semi-aktive und aktive Dämpfungseinheiten sind daher häufig eine gute Alternative. Solche Dämpfungseinheiten wurden bereits ausführlich untersucht und implementiert [4, 5, 6].

In diesem Beitrag wird der Doppelunwuchtrotor (DUR), ein aktiver Schwingungsdämpfer, vorgestellt und dessen Anwendung für die Schwingungsregelung der Eeklo Fußgängerbrücke in Belgien aufgezeigt. Der DUR zeichnet sich durch seinen innovativen Aufbau aus. Zwei exzentrische Massen (Unwuchten) drehen gegensinnig um zwei parallele Achsen. Die dabei entstehenden Fliehkräfte werden zur Schwingungskontrolle verwendet. In dem bevorzugten Betriebsmodus drehen beide Unwuchten mit einer nahezu konstanten Drehgeschwindigkeit. Dadurch wird eine harmonische Kontrollkraft in einer leistungs- und energieeffizienten Weise erzeugt [5]. Hier wird die Kontrollkraft so ausgerichtet, dass es die erste vertikale Biegeform der Eecklo-Brücke dämpft. Dieser Beitrag stellt den ersten Einsatz von einem DUR für ein reales Tragwerk vor.

2. Doppelunwuchtrotor und Betriebsmodus

Der DUR besteht aus zwei exzentrischen Massen (Unwuchten), $m_c/2$, die durch einen Stab mit der Länge, r , um zwei parallele Achsen rotieren, siehe Bild 1. Die Winkelposition von beiden Rotoren (Stab mit exzentrischer Masse), ist durch $\varphi(t)$ definiert. In Bild 1 ist der DUR auf einen Einmassenschwinger (EMS) mit der Verschiebungskoordinate $x(t)$, der Federsteifigkeit

k und der Gesamtmasse $m + m_c$, eingebaut. Der EMS hat eine Eigenfrequenz von ω_n . Die Rotoren werden durch ein Antriebsmoment $M(t)$ in Bewegung gesetzt.

Bewegen sich die Rotoren, entstehen Radialkräfte, $f_r(t) = 0.5m_c r \dot{\varphi}^2(t)$. Werden die Rotoren zusätzlich beschleunigt, entstehen Tangentialkräfte, $f_t(t) = 0.5m_c r \ddot{\varphi}(t)$. Die Ableitung nach der Zeit wird mit einem Punktoperator gekennzeichnet. Haben die beiden Rotoren die gleiche Winkelposition, superponieren sich diese Kräfte zu einer Kontrollkraft in Richtung der Verschiebungscoordinate $x(t)$.

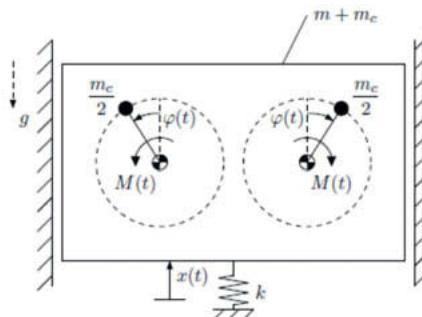


Bild 1: DUR [6]

Das Antriebsmoment für einen Rotor ist gegeben durch:

$$M(t) = \frac{1}{2}m_c r^2 \ddot{\varphi}(t) - \frac{1}{2}m_c r(\ddot{x}(t) + g) \sin \varphi(t) \quad (1)$$

Die für den Rotorenantrieb benötigte Leistung ergibt sich als Produkt des Antriebmoments und der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$. Damit ist die gesamte Antriebsleistung:

$$P(t) = 2M(t)\dot{\varphi}(t) = \dot{\varphi}(t)[m_c r^2 \ddot{\varphi}(t) - m_c r(\ddot{x}(t) + g) \sin \varphi(t)] \quad (2)$$

In [5] wurden Betriebsmodi und Regelalgorithmen für den DUR vorgestellt. Im bevorzugten Betriebsmodus, dem Rotationsmodus, sind die Winkelgeschwindigkeiten beider Rotoren konstant und gleich der Eigenfrequenz des Systems, $\dot{\varphi}(t) \approx \text{konstant} \approx \omega_n$. Weiterhin ist die Kontrollkraft in Gegenphase zur Geschwindigkeit des Systems. Damit ist die benötigte Antriebsleistung minimal bei optimaler Dämpfung. Der Regelalgorithmus, der für die numerische Untersuchung und Feldversuche verwendet wurde, besteht aus einem geschlossenen Regelkreis. Dieser Algorithmus stellt sicher, dass die Rotoren einer Zielwinkelposition folgen und einer Winkelgeschwindigkeitssteuerung, um die Winkelgeschwindigkeiten so konstant wie möglich zu halten.

Damit der DUR die Brücke nicht anregt, wird der DUR heruntergefahren, sobald die Schwingungsamplitude der Brücke unter die Ausschaltamplitude, A_{aus} , fällt. Der DUR wird wieder hochgefahren, sobald die Schwingungen über eine höher gewählte Einschaltamplitude, A_{an} , ansteigen. Die Ein- und Ausschaltamplituden bestimmen damit den Wirkungsbereich des DUR. Beim Hochfahren des DUR müssen die Rotoren beschleunigt werden, um den Rotationsmodus zu erreichen. Diese Beschleunigung ist eine maßgebende Größe für die Bemessung der Aktuatoren, die das Antriebsmoment erzeugen. Weiterhin ist die notwendige Beschleunigung für den Rotationsmodus, das Massen-Radius-Kontroll Produkt, $m_c r$, und die Ein- und Ausschaltamplituden die Größen, welche einen maßgeblichen Einfluss auf die benötigte Antriebsleitung und auch die erreichbare Dämpfungsleistung haben. Diese müssen vom Entwurfsingenieur sorgfältig bestimmt werden.

3. Eeklo Fußgängerbrücke

Die Eeklo Fußgängerbrücke ist eine Stahlbrücke mit einer Gesamtlänge von 96 m. Sie besteht aus drei Feldern mit einer Hauptspannweite von 42 m und zwei Nebenspannweiten von 27 m, siehe Bild 2-a. Die Fußgängerbrücke spannt über eine Autobahn in der Nähe von Eeklo, Belgien und ist sehr anfällig für Fußgänger induzierte Schwingungen. Der Brückenquerschnitt besteht aus zwei, 3,4 m auseinander stehenden, Hauptträgern mit einer Höhe von 1,2 m. Das 8 mm dicke Stahlbrückendeck liegt unten auf den Hauptträgern und drei Nebenträgern. Die Querträger sind alle bei 4,2 m in der Hauptspannweite und 4,5 m in die Nebenspannweiten positioniert.

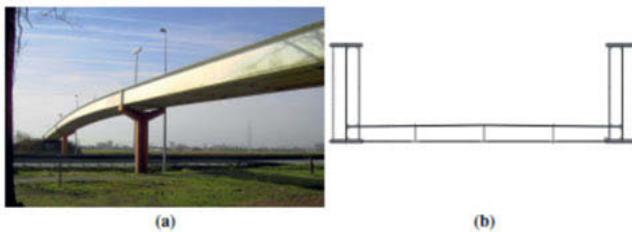


Bild 2: Der Eeklo-Brücke (a) mit Querschnitt (b)

In [7] wurden die Eigenfrequenzen und Eigenformen mit Hilfe eines Finite Elementen (FE) Models der aktuellen Baupläne bestimmt. In [7] wurden alle Eigenformen bis zu einer Eigenfrequenz von 12 Hz bestimmt und mit experimentell ermittelten Werten verglichen. In Tabelle 1 sind die ersten sechs Eigenfrequenzen und Eigenformen aus [7] aufgelistet. Dabei ist eine

sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Weiterhin sind die ersten sechs Eigenformen in Bild 3 dargestellt.

Tabelle 1: Experimentell identifizierte modale Eigenschaften (Modalnummer \tilde{N} , Eigenfrequenz \tilde{f} , Dämpfungsgrad $\tilde{\xi}$) von den ersten 6 Eigenformen und korrespondierende Modalnummer N und Eigenfrequenz f bestimmt durch das FE Model, relative Frequenzabweichung ε und Modal Assurance Criterion (MAC).

\tilde{N}	\tilde{f} [Hz]	$\tilde{\xi}$ [%]	N	f [Hz]	ε [%]	MAC [-]
1	1,71	1,94	2	1,71	0,00	0,99
2	2,99	0,19	3	3,02	0,90	1,00
3	3,25	1,45	4	3,30	1,76	0,98
4	3,46	2,97	5	3,43	-0,67	0,98
5	5,77	0,23	6	5,75	-0,31	0,99
6	5,82	0,16	7	5,80	-0,46	0,97

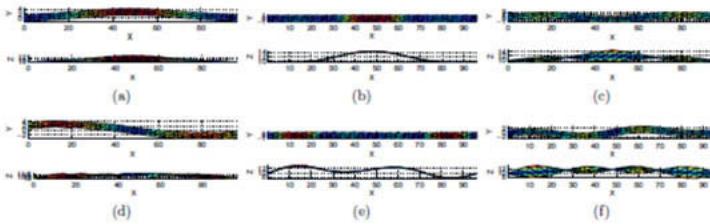


Bild 3: Oben und Seitenansicht der ersten 6 Eigenformen: (a)-(f) Eigenform 1 bis 6

4. Numerische Parameterstudie

Es wurden numerische Simulationen durchgeführt, um einen Prototyp des DURs für reale Belastungszustände zu entwerfen. Dabei wurde die Fußgängerbrücke als ein Einmassenschwinger mit Parametern der schwingungsanfälligen Eigenform (fundamentalem vertikalen Biegemodus) idealisiert, mit $f_2 \approx 2.99$ Hz, $\xi_2 \approx 0.19$ % und eine modale Masse von 22170 kg angenommen. Um ein möglichst reale Fußgängerbeanspruchung zu simulieren, wurden Lastkollektive der Brücke unter Fußgängerbeanspruchung aufgenommen. Die Lastkollektive wurden anschließend in äquivalente Modallasten übertragen, siehe [7]. Es wurden zwei Belastungssituationen berücksichtigt: Gehende und laufende Personen. Für gehende Personen wurden drei Belastungsarten (eingeschränkte, niedrige, und hohe) und für laufende Personen zwei

Belastungsarten (niedrige und hohe) von intrapersoneller Varianz (Veränderung der Laufegenschaften von Einzelpersonen während eines Laufs) betrachtet. Aus Platzgründen wird in diesem Beitrag nur die Belastungsart von einem einzigen Läufer mit niedriger intrapersoneller Varianz betrachtet.

Als Entwurfsziel wurde für den DUR gewählt, die Schwingungsamplituden der Brückenbeschleunigung unter $0,5 \text{ m/s}^2$ zu halten. Allerdings ist der Übergang eines Fußgängers von einer kurzen Dauer gekennzeichnet, weshalb der quadratische Mittelwert (QMW) von 10 Schwingungszyklen als Bemessungswert angenommen wurde. Diese Werte wurden von den Autoren diesem Beitrag angenommen. Allgemein sollten solche Bemessungswerte von den Eigentümern der Brücke bestimmt werden.

In Abschnitt 2 wurden die Parameter, die für den Entwurf des DUR am wichtigsten sind, eingeführt. Es wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um ein geeignetes Massen-Radius-Kontroll Produkt, $m_c r$, und Ein- und Ausschaltamplituden $A_{\text{an}}/A_{\text{aus}}$ zu finden. Dabei wurde eine Einschaltamplitude $A_{\text{an}} = 0,5 \text{ m/s}^2$ und die Ausschaltamplitude als $A_{\text{aus}} = 0,3 \text{ m/s}^2$ gewählt.

Bild 4 zeigt den unkontrollierten und kontrollierten Beschleunigungsverlauf. Es wurden zwei Massen-Radius-Kontroll Produkte untersucht, $m_c r = 1.5 \text{ kgm}$ und $m_c r = 2.25 \text{ kgm}$. In beiden Simulationen wurden die Schwingungsamplituden deutlich reduziert. Wobei es sich gezeigt hat, dass bei kleineren Schwingungsamplituden, z.B. durch gehende Personen, das Massen-Radius Produkt ($m_c r = 1.5 \text{ kgm}$), genauso effektiv oder effektiver die Schwingungen reduzieren konnte. Dennoch ist der $m_c r = 1.5 \text{ kgm}$ nicht in der Lage den QMW bei höheren Schwingungsamplituden, die durch laufen erzeugt werden, unter der gewünschten Beschleunigung von $0,5 \text{ m/s}^2$ zu halten. Deshalb wurde $m_c r$ auf 2.25 kgm erhöht.

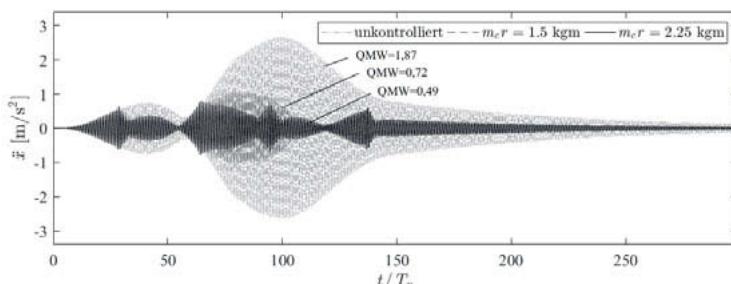


Bild 4: Beschleunigung der Eeklo-Brücke infolge eines einzelnen Läufers

5. Prototyp Entwurf

Der Prototyp wurde gebaut, um das DUR-Konzept und die Regelalgorithmen aus Abschnitt 2 an einem realen Tragwerk unter dem Einfluss von Fußgängerinduzierte Schwingungen zu bestätigen. Mit den Entwurfsparametern des DUR aus dem vorherigen Abschnitt, wurde ein Prototyp des DURs gebaut. Dabei wurden die folgenden Entwurfsparameter bestimmt, um die Einsatzgebiete des Prototyps möglichst uneingeschränkt zu halten:

- Veränderliche DUR Parameter i.e. verstellbare $m_c r$, A_{an} und A_{aus} ,
- Selbstständigkeit i.e. eigene Stromversorgung, internes Kontrollsysteem, und eingebaute Sensoren,
- Beweglichkeit i.e. Maximalgröße einer Europalette und niedriges Eigengewicht.

Alle Komponenten des DUR wurden mit sehr hohen Sicherheiten bemessen. Damit ist es möglich das $m_c r$ zu erhöhen, ohne weitere Komponenten des Prototyps austauschen zu müssen.

Weiterhin erlaubt die Überdimensionierung eine höhere Beschleunigung beim Hoch- und Runterfahren des DURs.

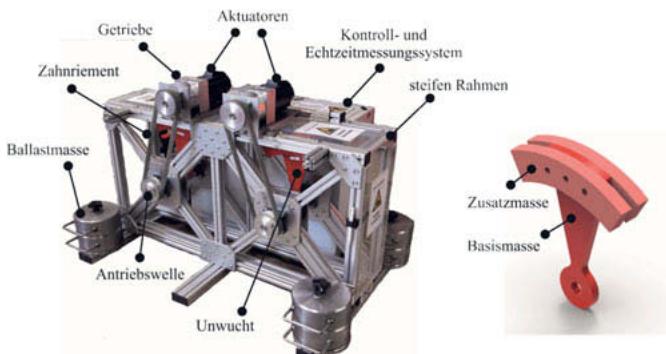


Bild 5: DUR Prototyp und Unwuchtgeometrie

Bild 5 zeigt den DUR Prototyp und die Unwuchtgeometrie. Die eingebauten Beschleunigungssensoren (DIS Sensoren QG Series) ermöglichen eine Echtzeitmessung der Beschleunigung der Brücke. Dieses Signal dient als Eingang für das Kontrollsysteem, welches Regelungssoftware und Hardware enthält. Alle Signale werden mit einer Frequenz von 200 Hz abgetastet. Wenn die Beschleunigung größer ist als A_{an} wird ein Spannungssignal an die Elektromotoren (OMRON R88M, 2 kW) geschickt, die die Unwuchten mit einem Getriebe, Zahnriemen und Antriebswellen antreiben. Es werden Induktivsensoren benutzt, um die Positionen der Unwuchten zu bestimmen. Der Strom wird von einem mobilen Generator erzeugt. Die beiden parallelen Antriebswellen werden von einem steifen Rahmen gelagert. Um das Aufheben des

Prototyps durch die Kontrollkraft zu vermeiden, werden Ballastmassen an den Eckpunkten des Prototyps angebracht. Der Prototyp hat ein Gesamtgewicht von 382 kg, wobei 160 kg davon Ballastmasse ist. Damit ist das Modalmasse-Prototypmasse-Verhältnis ca. 1%.

Jede Unwucht besteht aus einer Basismasse und einer Zusatzmasse. Die Basismasse ist ein 15 mm dicker 30° Kreisabschnitt aus Stahl. Die Zusatzmassen sind Ringabschnitte aus Stahl, mit einem rechteckigen Querschnitt und veränderlicher Dicke. Die Zusatzmassen ermöglichen eine schnell und einfache Veränderung von $m_c r$.

6. Feldversuche

Der DUR Prototyp wird in der Feldmitte der Hauptspannweite der Eeklo-Brücke aufgestellt. Hier hat die Kontrollkraft des DURs maximale Wirkung. Die Brücke wird durch Läufer angeregt, die einem USB-Beschleunigungssensor (X16-1D) tragen. Die aufgenommenen Fußgängerbeschleunigungen werden in einem Lastkollektiv umgerechnet und in äquivalente Modallasten übertragen [7]. Das ermöglicht eine nachgelagerte Simulation der unkontrollierten Brückenbeschleunigung, $\ddot{x}(t)_{s, \text{unkontrolliert}}$, und eine Simulation mit idealen DUR, $\ddot{x}(t)_{s, \text{kontrolliert}}$, wie in Abschnitt 4. Die gemessene Brückenbeschleunigung, $\ddot{x}(t)_{\text{gemessen}}$, mit dem Prototyp wird dann mit den simulierten Brückenbeschleunigungen verglichen. Die gemessenen unkontrollierten Brückenbeschleunigungen werden aufgenommen und mit den Simulierten verglichen, um die simulierten Ergebnisse zu bestätigen. Damit können Aussagen über die Entwurfsgenauigkeit gemacht werden und der Regelalgorithmus des DUR kann evaluiert werden. Aus Platzgründen wird wieder nur die Beanspruchung durch einen einzigen Läufer vorgestellt.

Die simulierten Brückenbeschleunigungen sind mit der gemessenen Brückenbeschleunigung infolge eines einzigen Läufers mit Einwirkung des DUR in Bild 6 dargestellt. Es wurden vier Brückenübergänge aufgezeichnet. Dies gewährleistet die Wiederholbarkeit des Versuchs. Der Einfluss des DUR auf die Brückenschwingungen ist eindeutig zu sehen. Der Verlauf der Brückenbeschleunigung ist sehr ähnlich zu dem aus der Parameterstudie aus Abschnitt 4. Ergänzend zu Bild 6 wird in Diagramm 1 die maximale QMW von 10 Schwingungszyklen der simulierten Brückenbeschleunigungen mit der gemessene Brückenbeschleunigungen verglichen. Der maximale QMW von $\ddot{x}(t)_{\text{gemessen}}$ ist ca. 64 % weniger als die der unkontrollierten Brückenbeschleunigung $\ddot{x}(t)_{s, \text{unkontrolliert}}$. Zudem ist es zu erkennen, dass $\ddot{x}(t)_{\text{gemessen}}$ mit $\ddot{x}(t)_{s, \text{kontrolliert}}$ sehr gut übereinstimmt. Diese Ergebnisse stimmen weiterhin mit denen der Parameterstudie sehr gut überein. Hiermit kann die Wirksamkeit des Regelalgorithmus und Entwurfskonzept bestätigt werden.

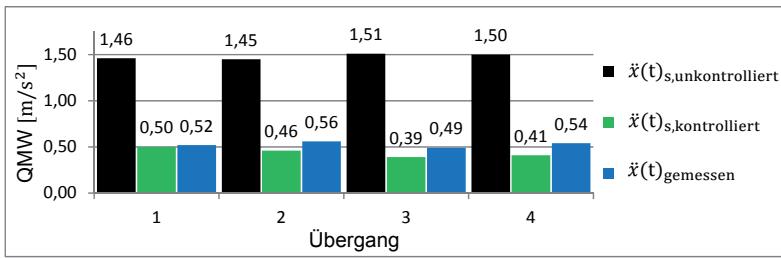
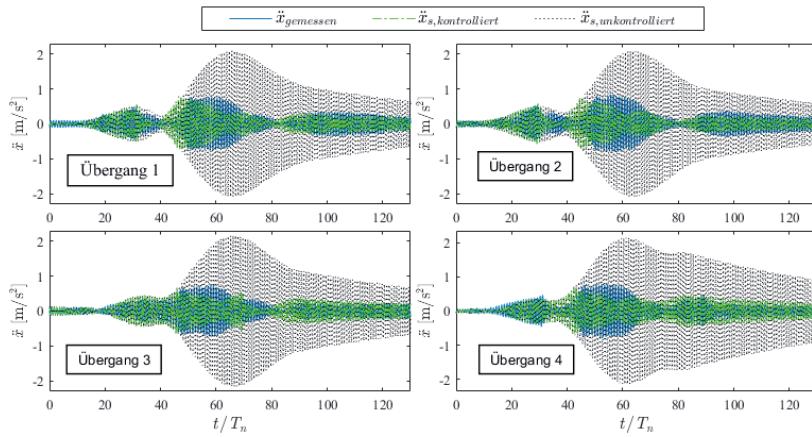
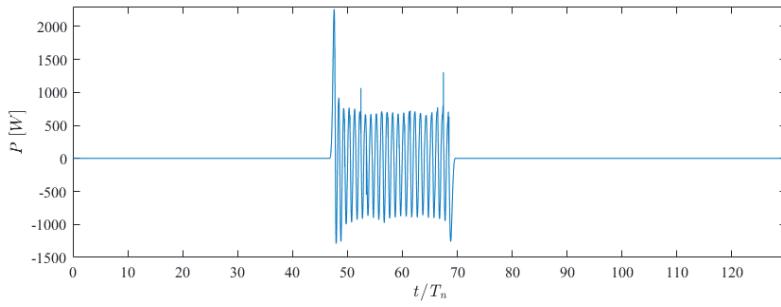


Diagramm 1: Maximal QMW der Brückenbeschleunigung infolge eines Läufers

Bild 6: Eeklo Fußgängerbrücke Beschleunigungsantwort eines einzelnen Läufers mit
 $A_{an} = 0,5 \text{ m/s}^2$, $A_{aus} = 0,3 \text{ m/s}^2$ und ein $m_c r = 2,25 \text{ kgm}$.

In Bild 7 ist die tatsächliche Antriebsleistung für Übergang 3 dargestellt. Bei $t/T_n = 47$, steigt die Beschleunigungsamplitude über die Einschaltamplitude von $0,5 \text{ m/s}^2$. Bis zu diesem Zeitpunkt ruhen die Rotoren. Sobald die $0,5 \text{ m/s}^2$ überschritten werden, werden die Rotoren beschleunigt. Dies führt zu einer maximalen Antriebsleistung von 2262 W . Bei $t/T_n = 69$, wenn die Beschleunigungsamplitude unter die Ausschaltamplitude von $0,3 \text{ m/s}^2$ fällt, werden die Rotoren gebremst. Die Antriebsleistung geht dabei auf null. Der QMW der Antriebsleistung liegt bei 202.7 W . Mit der QMW der Antriebsleistung können z.B. die Elektromotoren gut bemessen werden, da sie in der Lage sind für kurze Zeit Leistungen zu liefern, die weit über ihrer maximalen Leistung sind.



7. Fazit

In diesem Beitrag wurde ein aktiver Schwingungsdämpfer, der Doppelunwuchttrotor (DUR), vorgestellt. Weiterhin wurde der Entwurf und Einsatz eines Prototyps des DURs für die Schwingungskontrolle von fußgängerinduzierten Schwingungen am Beispiel der Eeklo Fußgängerbrücke untersucht. Dabei wurde ein Prototyp des DURs mit Hilfe von einer numerischen Parameterstudie entworfen. Diese numerische Studie hat gezeigt, dass der DUR effektiv die fußgängerinduzierten Schwingungen kontrolliert. Daraufhin wurde ein DUR Prototyp gebaut, dessen Entwurfsparameter durch die numerische Parameterstudie bestimmt wurden.

Die Feldversuche haben die Dämpfungsleistung des DURs, die Wirksamkeit des Regelalgoritmus und des Entwurfskonzepts für ein reales Tragwerks unter realistischer Fußgängerbeanspruchung bestätigt. Hierbei ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und den gemessenen Ergebnissen.

Referenzen

- [1] Brown, J., Fok, P., Roche, M., and Omenzetter, P. (2004a). "Long span steel pedestrian bridge at singapore changi airport-part 1: Prediction of vibration serviceability problems." *Structural Engineer*.
- [2] Van den Broeck, P., Van Nimmen, K., Gezels, B., De Roeck, G., and Reynders, E. (2011). "Measurement and simulation of the human-induced vibrations of a footbridge." *Proceedings of the 8th International Conference on Structural Dynamics: EURODYN 2011*.
- [3] Caetano, E., Cunha, Á., Magalhães, F., and Moutinho, C. (2010a). "Studies for controlling human-induced vibration of the pedro e inês footbridge, portugal. part 1: Assessment of dynamic behaviour." *Engineering Structures*.
- [4] Pereira, E., Diaz, I., Hudson, E., and Reynolds, P. (2014). "Optimal control-based methodology for active vibration control of pedestrian structures." *Engineering Structures*, 80.
- [5] Baumer, R. and Starossek, U. (2016). "Active vibration control using centrifugal forces created by eccentrically rotating masses." *Journal of Vibration and Acoustics*.
- [6] Baumer, R. (2017). "Active vibration control using the centrifugal forces of eccentrically rotating masses." Ph.D. thesis, Technischen Universität Hamburg-Harburg,
- [7] Van Nimmen, K., Lombaert, G., Jonkers, I., De Roeck, G., and Van den Broeck, P. (2014). "Characterisation of walking loads by 3D inertial motion tracking." *Journal of Sound and Vibration*.

Reducing torsional vibrations of drivetrains using impulsive torques mimicking periodic elastic impacts

Dr. Thomas Pumhössel, Johannes Kepler University Linz, Austria

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die Auswirkungen von impulsförmigen Drehmomenten auf das Schwingungsverhalten eines Antriebsstranges untersucht. Dabei werden die Drehmomentstöße so aufgebracht, dass vollständig elastische Stöße nachgebildet werden. Es wird gezeigt, dass damit ein Transfer von Schwingungsenergie in höhere Moden möglich ist, wo sie sehr effektiv dissipiert wird. Zur Beurteilung der Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten wird ein modaler Dämpfungs-Verstärkungsfaktor eingeführt, der auf Basis des Zustandsvektors zu den Impulszeitpunkten berechnet werden kann. Mit Hilfe eines numerischen Beispiels wird demonstriert, dass dieser Verstärkungsfaktor gut geeignet ist um Systeme mit Impulserregung zu analysieren.

Abstract

In this contribution, the possibilities of reducing torsional vibrations of drivetrains subjected to a series of impulsively shaped torsional moments mimicking fully elastic impacts are investigated. It is shown, that therewith a transfer of vibration energy to higher modes, where it is dissipated effectively, is possible. A modal damping amplification factor is introduced based on a mapping of the state-vector from one instant of time where an impulse is applied, to the next. With a numerical example, it is demonstrated that the damping amplification factor allows to analyse the effect of the impulsive torques on the vibration behaviour of the mechanical system compared to the impulse-free system.

1. Introduction

The reduction of torsional vibrations of drivetrains is an important task, as they may have a negative influence not only on the drivetrain itself, but also on the driven machinery. In [1], for example, it was supposed to use continuous parametric excitation at certain combination frequencies, see [2], to induce a periodic transfer of energy to higher modes, which allows utilizing the damping properties of the drivetrain more effectively and stabilize self-excited vibrations. The transfer of vibration energy to higher modes was investigated in [3], using vibro-impact nonlinear energy sinks. An additional moveable mass was introduced, which

can collide with the structure itself during the motion. It was shown that these impacts can lead to a scattering of vibration energy to higher modes. The concept of nonlinear targeted energy transfer induced by vibro-impacts using a rotating mass was addressed in [4].

In the present contribution, the possibilities of reducing torsional vibrations of drivetrains subjected to a series of impulsively shaped torsional moments whose strength is chosen in such a way that the actual velocity of vibration of the respective disk is reversed, i.e. the impulsive moments mimic fully elastic impacts with a coefficient of restitution equal to one, are investigated. In practice, the impulsive moments can be half-sine shaped, for example, but for the mathematical modelling procedure, each impulse is replaced by a Dirac-delta function, which leads to a non-smooth mechanical system. See [5], for example, for an overview about non-smooth mechanical systems. In the following, the effect of the impacts on the dynamic behaviour of the mechanical system is investigated. It is shown that specific values of the timespan between adjacent impulses exist, where a transfer of kinetic energy to higher modes of vibration is observed. To quantify the benefit of the sequence of impulses, a modal damping-amplification factor is introduced based on the concept of equivalent damping measures, see [3, 6]. It is shown that the modal damping-amplification factor can be calculated without numerically integrating the equations of motion. Instead, it is sufficient to observe the state of the mechanical system at the instants of time where impacts occur, i.e. a system description using a discrete mapping of the state-vector from one impact to the next, which is computationally less expensive, can be used. It is demonstrated with a numerical example, that the proposed modal damping-amplification factor is well suited to analyse torsional systems subjected to periodic elastic impacts.

2. Analytical Investigations

In the following, a linear mechanical system with n degrees of freedom is investigated, where selected disks are subjected to impulsive torsional moments. Hence, the equations of motion of the resulting non-smooth system are of the form

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{T}(t) = \begin{cases} \mathbf{0} & \text{if } t \neq t_k \\ \varepsilon_k \delta(t - t_k) \mathbf{f} & \text{if } t = t_k \end{cases} \quad (1)$$

where \mathbf{M} , \mathbf{C} and \mathbf{K} represent mass-, damping- and stiffness-matrix. The vector $\mathbf{f} = [f_1 \dots f_j \dots f_n]^T$, $f_j \in \{0, 1\}$, $j = 1 \dots n$, determines which disks are subjected to impulses.

At equidistant instants of time $t = t_1, \dots, t_k, \dots, t_n$, $\Delta t = t_k - t_{k-1} = \text{const.}$, impulsive torsional moments $\mathbf{T}(t)$ of Dirac-delta form $\delta(t - t_k)$ with a strength of $\varepsilon_k = \varepsilon_k(\dot{\mathbf{q}}(t_{k,-}))$, are applied in

such a way that $\dot{\mathbf{q}}(t_{k+}) = -\dot{\mathbf{q}}(t_{k-})$ and $\mathbf{q}(t_{k+}) = \mathbf{q}(t_{k-})$ holds, where the +/- signs indicate just after/before an impulse, i.e. the actual velocity of vibration is reversed by the impulse, mimicking elastic impacts with a coefficient of restitution equal to one. Although the total energy content of the mechanical system is not changed across impulses, modal transfers of kinetic energy possibly occur, (see also [7]). The corresponding relation between the state-vector just before, and just after an impulse is given by

$$\begin{bmatrix} \mathbf{q}(t_{k+}) \\ \dot{\mathbf{q}}(t_{k+}) \end{bmatrix} = \mathbf{J} \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t_{k-}) \\ \dot{\mathbf{q}}(t_{k-}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} - 2\mathbf{f}\mathbf{f}^T \end{bmatrix}, \quad (2)$$

where \mathbf{I} represents the identity matrix. Between adjacent impulses

$$\begin{bmatrix} \mathbf{q}(t_{k-}) \\ \dot{\mathbf{q}}(t_{k-}) \end{bmatrix} = \mathbf{D} \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t_{k-1,+}) \\ \dot{\mathbf{q}}(t_{k-1,+}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \mathbf{e}^{\mathbf{A}\Delta t}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

holds. Assuming a stiffness proportional damping $\mathbf{C} = \alpha\mathbf{K}$, and applying a modal transformation $\mathbf{q} = \Phi\mathbf{u}$, where $\Phi = [\phi_1, \dots, \phi_n]$ contains the mass-normalized eigenvectors of the undamped system, leads to the equations of motion in the form

$$\ddot{\mathbf{u}}(t) + \alpha\Omega^2\dot{\mathbf{u}}(t) + \Omega^2\mathbf{u}(t) = \mathbf{T}^*(t), \quad (4)$$

with the diagonal matrix $\Omega^2 = \text{diag}[\Omega_i^2], i = 1, 2, \dots, n$, containing the undamped natural frequencies Ω_i of the mechanical system.

At this point the question about a measure arises, which allows to quantify the effect of a sequence of such impulses on the vibration behaviour of the mechanical system. In [3, 6] “effective modal oscillators” were introduced to investigate continuous mechanical systems with attached nonlinear energy sinks. It was shown in [8], that “effective modal oscillators” can be used similarly for non-smooth systems with impulsive excitation. In the following, this concept is described in a short manner, and thereafter, the focus is on the further development of this measure, taking into account that the state-vector of systems according to Eq. (1) can be simply mapped from one discrete instant of time to another.

Following [3], effective modal oscillators are introduced for each mode i according to

$$\ddot{u}_i(t) + \gamma_{e,i}\dot{u}_i(t) + \sigma_{e,i}u_i(t) = 0, \quad i = 1, \dots, n, \quad (5)$$

where $\gamma_{e,i}$ represents the effective modal damping, and $\sigma_{e,i}$ the effective modal stiffness measure. At first, the equation above is multiplied with $\dot{u}_i(t)$, and integrated from the instant of time just after an impulse, $t_{k-1,+}$, to the instant of time just after the next impulse, $t_{k,+}$,

leading to

$$\frac{1}{2} \dot{u}_i^2(t) \Big|_{t_{k-1,+}}^{t_{k,+}} + \gamma_{e,i} \int_{t_{k+1,+}}^{t_{k,+}} \dot{u}_i^2(t) dt + \frac{1}{2} \sigma_{e,i} u_i^2(t) \Big|_{t_{k-1,+}}^{t_{k,+}} = 0. \quad (6)$$

Introducing the abbreviation T_i for the kinetic, and U_i for the potential energy of mode i , Eq. (6) can be written in the form

$$\underbrace{T_i(t_{k,+}) + U_i(t_{k,+})}_{E_{i,tot}(t_{k,+})} - \underbrace{\left(T_i(t_{k-1,+}) + U_i(t_{k-1,+}) \right)}_{E_{i,tot}(t_{k-1,+})} + \gamma_{e,i} \int_{t_{k+1,+}}^{t_{k,+}} \dot{u}_i^2(t) dt = 0. \quad (7)$$

On the other hand, the total energy content of the system just after the impulse at t_k is given by

$$E_{i,tot}(t_{k,+}) = E_{i,tot}(t_{k-1,+}) + \Delta E_{i,diss}(t_k) + \Delta E_i(t_k), \quad (8)$$

where $\Delta E_{i,diss}(t_k)$ represents the energy dissipated by structural damping within $[t_{k-1,+}, t_{k,+}]$, and $\Delta E_i(t_k)$ the modal energy change due to the impulse. Combining Eqs. (7) and (8) leads to

$$\Delta E_{i,diss}(t_k) + \Delta E_i(t_k) + \gamma_{e,i} \int_{t_{k+1,+}}^{t_{k,+}} \dot{u}_i^2(t) dt = 0. \quad (9)$$

Now, the structural modal damping $\alpha \Omega_i^2$ is introduced according to

$$\Delta E_{i,diss}(t_k) + \Delta E_i(t_k) + \frac{\gamma_{e,i}}{\alpha \Omega_i^2} \underbrace{\int_{t_{k+1,+}}^{t_{k,+}} \alpha \Omega_i^2 \dot{u}_i^2(t) dt}_{-\Delta E_{i,diss}(t_k)} = 0. \quad (10)$$

Finally, the effective damping measure $\gamma_{e,i}$ can be written in the form

$$\gamma_{e,i}(t_k) = \underbrace{\frac{\Delta E_{i,diss}(t_k) + \Delta E_i(t_k)}{\Delta E_{i,diss}(t_k)}}_{h_i} \alpha \Omega_i^2 = h_i \alpha \Omega_i^2, \quad (11)$$

i.e. $\gamma_{e,i}$ results from the structural modal damping $\alpha \Omega_i^2$ by multiplication with the coefficient h_i , which is denoted as modal damping amplification factor in the following. Depending on the sign of $\Delta E_i(t_k)$, i.e. if energy is extracted from mode i ($\Delta E_i(t_k) < 0$), or fed to the mode ($\Delta E_i(t_k) > 0$) by an impulse, h_i becomes larger or smaller than one, see Fig. 1. For the numerical evaluation of Eq. (11), it is sufficient to consider the state of the mechanical system at the instants of time where impulses are applied, which reduces the numerical cal-

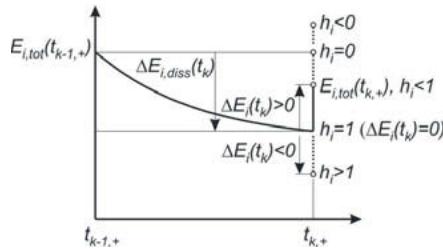


Fig. 1: To the effect of impulsive energy transfer on the damping amplification factor h_i .

culation time significantly. The effective damping measure $\gamma_{e,i}$ is valid for the interval $[t_{k-1,+}, t_{k,+}]$, i.e., it has a kind of a local character. To characterize the global vibration behaviour, $\Delta E_{i,diss}(t_k)$ and $\Delta E_i(t_k)$ have to be summed up until the vibrations have decayed to a negligible value, resulting in a global effective damping $\bar{\gamma}_{e,i}$ according to

$$\bar{\gamma}_{e,i} = \underbrace{\frac{\sum_{t_k=l_1}^{\infty} \Delta E_{i,diss}(t_k) + \sum_{t_k=l_1}^{\infty} \Delta E_i(t_k)}{\sum_{t_k=l_1}^{\infty} \Delta E_i(t_k)}}_{\bar{h}_i} \alpha \Omega_i^2. \quad (13)$$

In the following, it is demonstrated with a numerical example that the modal damping amplification factor \bar{h}_i is well suited to analyse non-smooth systems with periodic impacts.

3. Example

Figure 2 shows a schematic of the investigated mechanical system with five rotary degrees of freedom, denoted as $q_1 \dots q_5$. Disk 1 is subjected to equidistant impulsive torsional moments $T_1(t)$ mimicking fully elastic impacts. Hence, the equations of motion are of the form of Eq. (1) with $\mathbf{f} = [1, 0, \dots, 0]^T$. To scale the equations of motion, a reference mass moment I_{ref} , and a torsional stiffness k_{ref} are introduced. Relating the system parameters to this reference quantities leads to dimensionless equations of motion of the form of Eq. (1). As system parameters for the numerical simulations $I_i = I = 1$, $c_{i-1,i} = c = 0.01$ and $k_{i-1,i} = k = 1$, $i = 1 \dots 5$, and as initial conditions $\mathbf{q}(0) = \mathbf{0}$, $\dot{\mathbf{q}}(0) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$, representing a shock load on disk 5, are used.

Figure 3 depicts the total energy content of the overall mechanical system related to the energy content of the system with the same initial conditions but with no impulsive excitation, denoted as $E_{tot,rel}$, for different values of the timespan Δt (pulse-pause) between adjacent impulses. One notes, that for certain values of Δt , $E_{tot,rel}$ decreases much faster than for other ones. This indicates that in these cases the impulsive excitation causes an efficient transfer of vibration energy to higher modes. As they possess higher structural damping ratios than lower ones, energy can be dissipated in a shorter period of time.

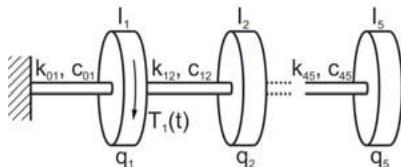


Fig. 2: Schematic of the investigated mechanical system with impulsive excitation.

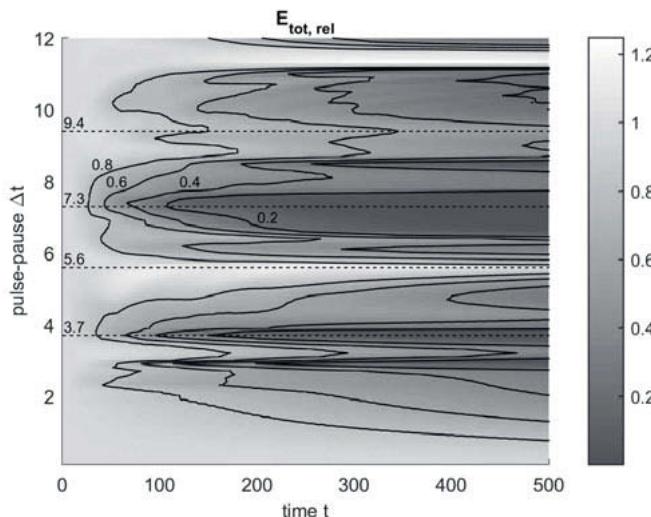


Fig. 3: Timeseries of the total relative energy content $E_{tot,rel}$ of the mechanical system for different values of the timespan Δt (pulse-pause) between adjacent impulses.

To give a more precise view about the effect of Δt on $E_{tot,rel}$, Fig. 4 (left) depicts the total relative energy content of the mechanical system $E_{tot,rel}$ for $\Delta t = 3.7/5.6/7.3/9.4$. The most

efficient transfer of energy is observed for $\Delta t = 7.3$, as $E_{tot,rel}$ decreases very fast and has a negligible value of 0.018 at $t = 300$, i.e. 1.8% of the energy content without impulses. The energy content of the impulse-free case is still about 32% of the initial energy content. The fact that for $\Delta t = 7.3$ the structural damping is utilized more effectively is underlined by the total power of the dissipative forces, see Fig. 4 (right, top and bottom). For t up to about 50, $P_{diss,tot}$ is much larger compared to the impulse free case. However, impulsive excitation can also have a negative effect on the vibration behavior of the system. E.g., for $\Delta t = 5.6$, $E_{tot,rel}$ is higher than in the impulse-free case, which means that the impulsive excitation causes a transfer of energy from higher to lower modes, where it takes a longer time to be dissipated.

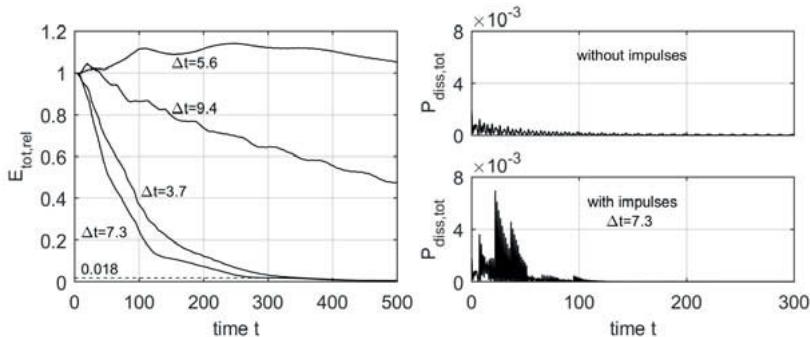


Fig. 4: Timeseries of $E_{tot,rel}$ for $\Delta t = 3.7/5.6/7.3/9.4$ (left). Total power of dissipative forces (right, bottom), and without impulsive excitation (right, top).

Figure 5 (left) shows the global damping amplification factor \bar{h}_i for modes $i = 1 \dots 5$. For $\Delta t = 7.3$, $\bar{h}_1 = 31.69$, i.e., the global effective damping measure $\bar{\gamma}_{e,1}$ of the first mode is about 32-times higher than the structural damping coefficient $\alpha\Omega_1^2$, which indicates that the impulsive excitation extracts a lot of energy from the first mode. A similar behaviour but to a smaller extent is observed for the second mode, where $\bar{h}_2 = 7.61$, and the third mode with $\bar{h}_3 = 1.33$. The global damping amplification factor of the fourth and the fifth mode is $\bar{h}_4 = 0.54 < 1$, and $\bar{h}_5 = 0.05 \ll 1$, i.e., both modes receive energy from the first three modes. Especially the damping amplification factor of the fifth mode is only a fraction of 1, which means that this mode is receiving a significant portion of the energy extracted from the first

three modes. This is underlined by the timeseries of the total modal energy content $E_{tot,i}$, see Fig. 5 (right). The energy content of the first and the second mode decreases much faster compared to the impulse-free case (dashed line), whereas $E_{tot,5}$ is much larger. Similar to the preceding investigations, one can analyse the effect of impulsive excitation for $\Delta t = 3.7/5.6/9.4$.

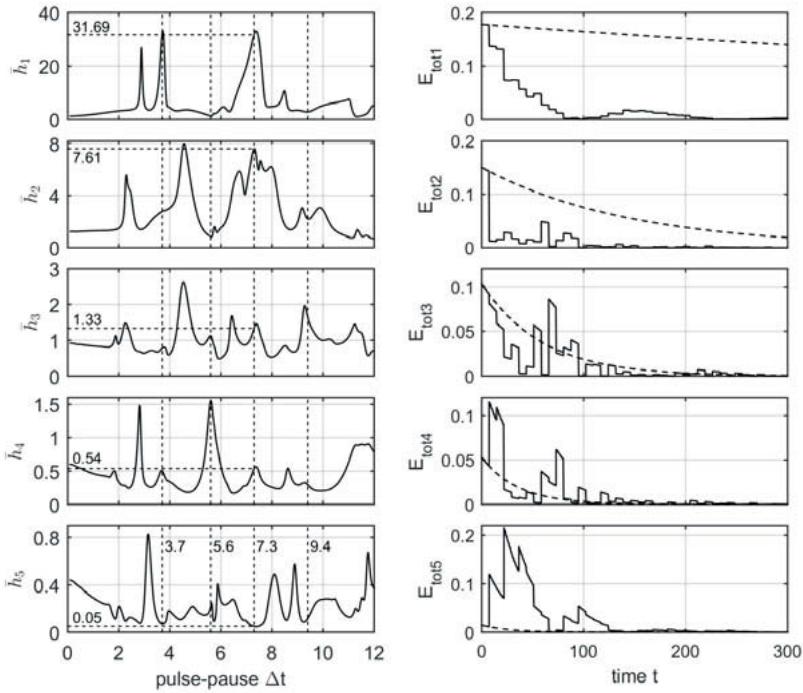


Fig. 5: Global damping amplification factor \bar{h}_i for modes $i = 1 \dots 5$ for different values of the pulse-pause Δt (left). Timeseries of total modal energy content $E_{tot,i}$, $i = 1 \dots 5$, for $\Delta t = 7.3$, (right), and for the case where no impulsive excitation is present (dashed line).

The effects of impulsive excitation with a pulse-pause of $\Delta t = 7.3$ on the modal, as well as on the physical coordinates, are depicted in Fig. 6. First and second mode vibrations u_1 and u_2 show a much faster decrease compared to the impulse-free case (gray colored) as energy is

efficiently extracted from those two modes, whereas especially the fifth mode vibrations u_5 possess a significantly higher level as this mode receives a high portion of energy, see Fig. 6 (left). The corresponding timeseries of the physical coordinates q_i are given in Fig. 6 (right). All vibrations $q_1 \dots q_5$ decrease much faster as without impulses, i.e. the energy transfer to higher modes has a significant positive effect on the vibration behavior of the overall mechanical system.

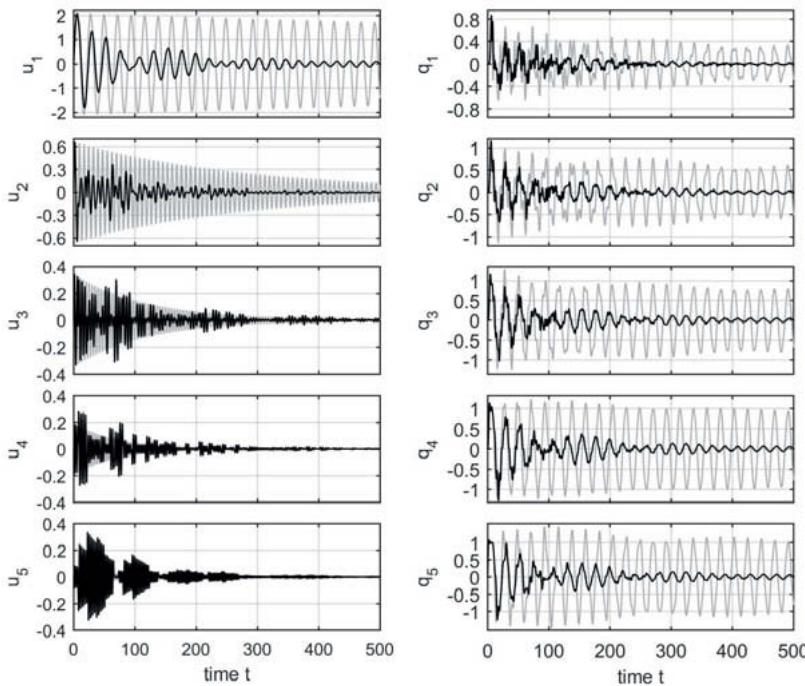


Fig. 6: Timeseries of modal coordinates u_i , $i=1 \dots 5$, for $\Delta t = 7.3$ (left), and physical coordinates q_i (right). The corresponding results of the system without impulsive excitation are depicted gray-colored.

4. Conclusions

It was shown in this contribution, that impulsively applied torsional moments mimicking fully elastic impacts are capable of transferring vibration energy to higher modes, where it is

dissipated in an effective manner and hence, the vibrations decay much faster compared to the impulse-free case. A modal damping amplification factor is introduced based on a mapping of the state vector, which allows to analyse the effect of the impulsive excitation on the vibration behaviour of the mechanical system in a numerically efficient manner.

References

- [1] Ecker, H. and Pumhössel, T.: Vibration suppression and energy transfer by parametric excitation in drive systems. Proc. IMechE Part C: J. Mechanical Engineering Science, 226(8), 2012, pp. 2000–2014.
- [2] Tondl A.: To the problem of quenching self-excited vibrations. Acta Technica CSAV, 43, 1998, pp. 109–116.
- [3] Al-Shudeifat, M. A., Vakakis, A. F., and Bergman, L. A.: Shock mitigation by means of low- to high frequency nonlinear targeted energy transfers in a large scale structure. ASME J. Comput. Nonlinear Dynam., 2015, doi:10.1115/1.4030540, 11(2), pp. 021006–021006–11.
- [4] Saeed, A.S., Al-Shudeifat, M.A.: A New Type of NES: Rotary Vibro-Impact. In Proc. of the ASME Int. Design Engineering Technical Conf. and Computers and Information in Engineering Conf., Ohio, USA, 2017.
- [5] Popp, K.: Non-smooth mechanical systems – an overview. Forschung im Ingenieurwesen, 64, 1998, Springer Verlag, pp. 223–229.
- [6] Sapsis, T. P., Quinn, D. D., Vakakis, A. F., and Bergman, L. A.: Effective stiffening and damping enhancement of structures with strongly nonlinear local attachments. ASME J. Vib. Acoust., 134(1), 2012, pp. 011016–011016–12.
- [7] Pumhössel T.: Enhanced utilization of structural damping of rotating machines using impulsively shaped torsional moments. In Proc. of SIRM 2017 -12th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machines, Graz, Austria, 2017.
- [8] Pumhössel T.: Investigating Modal Energy Redistributions in Mechanical Systems With Impulsive Stiffness Excitation by Using Effective Damping Measures. In Proc. of the ASME Int. Design Engineering Technical Conf. and Computers and Information in Engineering Conf., Quebec, Canada, 2018.

Methode zur Erkennung des Einflusses von äußereren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerezustandsüberwachung

Method for detecting the influence of external vibration excitations in the condition monitoring of bearings

M. Eng. Manuel Bauer, B. Eng. Marina Hoffmann,

Prof. Dr.-Ing. Markus Kley,

Institut für Antriebstechnik, Hochschule Aalen

Kurzfassung

Durch die zunehmende Relevanz der Thematik Industrie 4.0 gewinnt die Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen verstärkt an Bedeutung [1,2]. Exaktes Zustandswissen über Wälzlagern ermöglicht es, Unregelmäßigkeiten im Betrieb frühestmöglich zu erkennen und rechtzeitig sowie langfristig, also planbar, Wartungs- und Instandsetzungsmaßnahmen einzuleiten. So ist es möglich, Maschinenausfälle, die auf ein Wälzlagern zurückzuführen sind, auf ein Minimum zu reduzieren bzw. die Stillstandszeiten für Wartungsarbeiten kurz zu halten. Dieser Beitrag thematisiert die Zustandsüberwachung von Wälzlagern mittels Schwingungsüberwachung und die Erkennung der Frequenzen benachbarter Komponenten, welche die Schwingungsmessung von Wälzlagern beeinflussen.

Es wird eine Methode zur Erkennung des Einflusses von äußereren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerezustandsüberwachung vorgestellt. Zudem wird ein Einblick in die Methoden und Theorien des Condition Monitoring von Wälzlagern vermittelt. In einer theoretischen Be- trachtung wird die vorliegende Methode zur Erkennung von äußereren Schwingungsanregungen vorgestellt, diese wird am Beispiel einer Continuous Motion-Maschine erläutert und anschließend auf weitere Anwendungsfälle übertragen. Die Signalanalyse erfolgt durch intelligente Algorithmen.

Abstract

Due to the increasing relevance of the Industry 4.0, there is an increasing importance of the condition monitoring of machines and plants [1,2]. Precise knowledge of the condition of bearings makes it possible to detect irregularities in operation as early as possible, and to

initiate maintenance and repair measures in time and in the long term, i.e. in a plannable manner. This offers the opportunity to reduce machine failures caused by bearings to a minimum or to keep downtimes for maintenance work to a minimum. This paper deals with the condition monitoring of bearings by means of vibration monitoring and the detection of the frequencies of adjacent components which influence the vibration measurement of bearings.

This paper presents a method for detecting the influence of external vibration excitations in the condition monitoring of bearings. Furthermore, an insight into the methods and theories of condition monitoring of bearings is given. Based on a theoretical examination, the present method for the detection of external vibration excitations is presented. This is explained using the example of a continuous motion machine and then transferred to other applications. The signal analysis is to be carried out by intelligent algorithms.

1. Einleitung

Der unerwartete Ausfall von Antriebselementen kann Auswirkungen auf einzelne Maschinen und schließlich auf ganze Produktionsanlagen haben. Durch den technischen Fortschritt im Rahmen der vierten industriellen Revolution kommt immer häufiger das Condition Monitoring zum Einsatz. Mithilfe des Condition Monitoring sind bereits kleinste Schäden an Wälzlagern erkennbar, und das in der Regel schon etliche Monate vor dem Ausfall [1]. Damit jedoch das Schwingungssignal, welches im Rahmen des Condition Monitoring aufgezeichnet wird, bewertet werden kann, ist es essenziell zu erfahren, welchen Einfluss äußere Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerzustandsüberwachung zeigen. Dies ist vor allem bei anspruchsvollen Überwachungsaufgaben, beispielsweise, wenn sich das Wälzlager innerhalb eines komplexen Systems befindet, unabdingbar.

In diesem Artikel wird zunächst theoretisch und anschließend anhand eines Praxisbeispiels eine Methode zur Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerzustandsüberwachungen aufgezeigt. Grundsätzlich können gemäß dem Condition Monitoring alle Maschinen- bzw. Bauteilparameter überwacht werden, die Rückschlüsse über den Maschinenzustand erlauben. Die Zustandsüberwachung basiert aufgrund der einfachen technischen Umsetzung und der hohen Aussagefähigkeit der Daten auf einer Schwingungsanalyse.

Die Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerzustandsüberwachung erfolgt am Anwendungsfall einer Continuous Motion-Maschine, in der instationäre Wälzlager integriert sind. Als instationäre Wälzlager werden Lager bezeichnet,

welche im Laufe eines Prozesses ihre Position relativ zum Maschinenkoordinatensystem ändern [3]. Die Continuous Motion-Maschine ist in Bild 1 dargestellt.



Bild 1: Aufbau der Continuous Motion-Maschine

Eine besondere Herausforderung bei der Entwicklung dieser Methode ergibt sich aufgrund der Instationarität der zu überwachenden Wälzlager. Durch die Relativbewegung besteht keine Möglichkeit, einen Sensor mit kabelbasierter Datenübertragung direkt an einem Lager zu positionieren. Aus diesem Grund wird nach BAUER et. al. [3] für die Schwingungsüberwachung ein Messbereich in der Kurvenbahn definiert, auf dem sich zeitgleich jeweils nur ein Lager befindet. Dieser Messbereich ist gegenüber der restlichen Kurvenbahn, gegen Schwingungen, isoliert. Der Sachverhalt des Messaufbaus in der Continuous Motion-Maschine ist in Bild 2 verdeutlicht. Die Körperschallemissionen der nicht im Messbereich befindlichen Lager, in Rot dargestellt, dringen nur reduziert in den Messbereich vor. Innerhalb des Messbereiches sind primär die Körperschallemissionen der betrachteten Lager, in Blau dargestellt, zu detektieren. Die Signalaufnahme erfolgt durch einen in die Messstrecke integrierten Beschleunigungssensor, violett dargestellt.

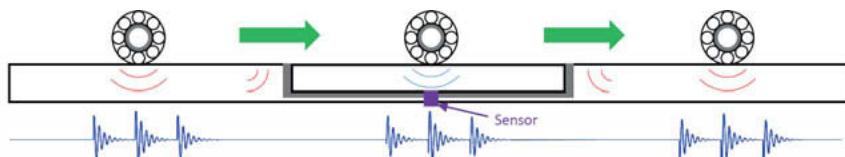


Bild 2: Prinzipdarstellung der Signalübertragung und -detektion [3]

Die Problematik besteht darin, dass durch die Isolierung der Körperschall, der anderen auf der Kurvenbahn abrollenden Lager und der durch andere Maschinenkomponenten hervorgerufene Körperschall, im Messbereich nicht ausreichend reduziert wird. So können die Signale aufgrund der Übertragung des Defektschalls über die Wälzkörper auf die Laufbahn zwar er-

fasst, aber nicht von dem Körperschall der benachbarten Maschinenkomponenten getrennt werden. Daher muss bei der Messung des Schwingungssignals die Fremderregung der Schwingung durch benachbarte Maschinenkomponenten berücksichtigt werden. Eine große Herausforderung ist es, hierbei aus der Mischung aller Vibrationen, die vom Sensor gemessen werden, die Vibrationen der Lager und der Störsignale zu trennen. Da es keine Vorarbeiten gibt, sind keine Referenzen bezüglich des Einflusses von äußeren Störgrößen auf das Schwingungssignal eines instationären Wälzlagers bekannt. Es ist zu prüfen, welchen Einfluss die benachbarten Maschinenkomponenten auf das Schwingungssignal von Wälzlagern haben und wie es möglich ist, das Wälzlagerschwingungssignal und das Signal fremderregter Schwingungen zu unterscheiden.

2. Stand der Technik

Condition Monitoring ist die Zustandsüberwachung von Maschinenelementen sowie Systemen wodurch die Maschineneffizienz und Sicherheit gesteigert werden [1].

Prinzipiell können gemäß dem Condition Monitoring alle Maschinen- bzw. Bauteilparameter, die Rückschlüsse über den Maschinenzustand erlauben, überwacht werden. Lagerschäden kündigen sich durch bestimmte Warnzeichen an und folgen prinzipiell immer einem vergleichbaren zeitlichen Verlauf (siehe Bild 3).

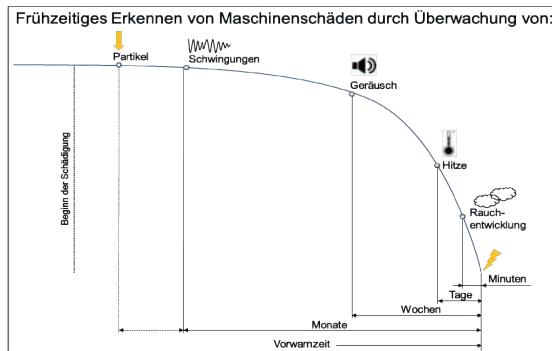


Bild 1: Schadensverlauf und Detektierbarkeit in Abhängigkeit der Zeit [Vgl. 1]

3. Einfluss durch äußere Störgrößen

Äußere Störgrößen können unterschiedliche Ursachen aufweisen. Bild 4 zeigt dazu die signifikantesten Störgrößen bei der Schwingungsmessung an Wälzlagern.

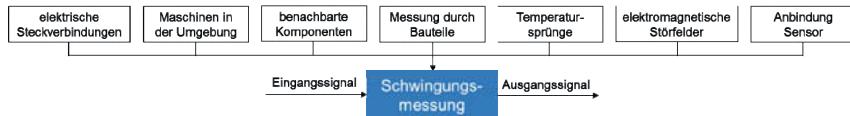


Bild 2: Äußere Störgrößen bei der Schwingungsmessung

Fremderregte Schwingungen, die über benachbarte Bauteile oder Maschinen in der Umgebung übertragen werden, können die Schwingungen beeinflussen. Äußere Schwingungen, also Erschütterungen, werden vorwiegend von rotierenden Bauteilen verursacht. Erregerkräfte rotierender Bauteile versetzen deren ganze Baugruppe in Schwingung. Schwingungserregungen können sich so über die Befestigung von Anlagenbauteilen auf Baukörper übertragen. Zur Reduzierung der übertragbaren Schwingungen sollte deshalb jedes schwingende Bauteil elastisch gelagert werden. In der Praxis ist dies oft nicht umsetzbar. Des Weiteren verfügt jedes schwingungsfähige System über Eigenschwingungen, so auch die Bauteile an denen die Sensoren für die Schwingungsmessung befestigt werden. Durch die Anregung dieser Bauteile in ihrer Resonanzfrequenz werden diese Frequenzen ebenfalls vom Sensor erfasst. Temperatursprünge äußern sich als Störgröße im Sensorausgangssignal, vor allem im tiefen Frequenzbereich unter 100 Hz [6]. Elektromagnetische Störfelder wirken sich negativ auf die Messung aus, da sie elektrische Ströme in das Messsystem induzieren. Bereits geringe Spannungsabweichungen, im Millivolt-Bereich, während der Messung führen zu Fehlern [6]. Ein weiteres Fehlerpotential liefern die elektrischen Steckverbindungen. Verunreinigungen an den Kontakten führen zu Spannungsabfällen, die das Messergebnis verfälschen. Deshalb ist darauf zu achten, diese Steckverbindungen sauber zu halten. Die Kabellänge zwischen den Messkomponenten sollte möglichst kurz sein, um Leitungswiderstände gering zu halten. Außerdem sind die Sensoren an ebenen Flächen anzubringen. Dabei ist auf ein festes Anliegen zu achten, damit sich die Schwingzustände des Systems auf den Sensor übertragen lassen.

Diese äußeren Störgrößen können nie komplett unterdrückt werden, daher liegt ein sogenanntes Rauschen während der Schwingungsmessung vor.

4. Methode zur Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen

Es ist zu empfehlen, nach der Auswahl der zu überwachenden Anlage und eines geeigneten Messsystems ein Flussdiagramm für die Zustandsüberwachung zu entwerfen. Bild 5 zeigt ein solches Flussdiagramm am Beispiel der Continuous Motion-Maschine, welches nach DIN ISO 13373-1 [5] erstellt wurde. Da jede Anlage und jedes System über individuelle Eigenenschaften verfügt, sollte der Datenfluss jeweils gesondert angepasst werden, um einen möglichst hohen Nutzen zu erzielen.

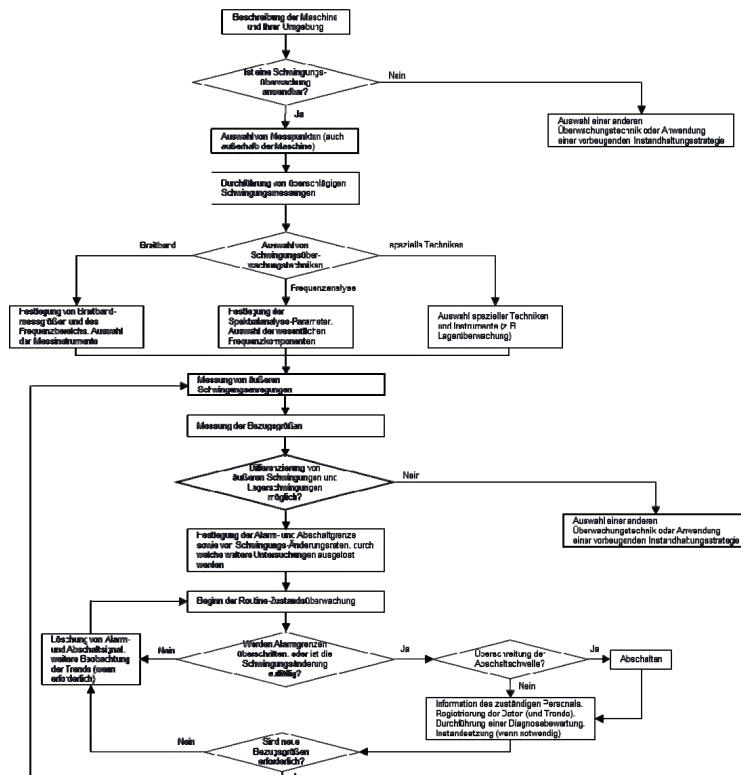


Bild 3: Flussdiagramm für die Schwingungs-Zustandsüberwachung

Im Folgenden wird näher auf die äußere Schwingungsanregung eingegangen. Dazu wird der Schritt Messung von äußeren Schwingungsanregungen in dem Flussdiagramm in Bild 6 näher aufgeschlüsselt. Anschließend erfolgt eine detaillierte Betrachtung der einzelnen Schritte, die zuerst eine theoretische Vorbetrachtung und schließlich eine experimentelle Untersuchung beinhaltet.

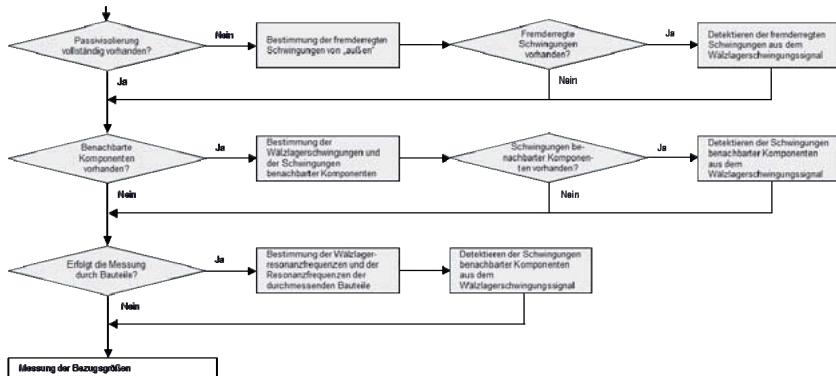


Bild 4: Detaillierte Beschreibung des Schrittes Messung von äußeren Schwingungsanregungen, aus Bild 5

Maschinen in der Umgebung

Maschinen müssen eine geeignete Aufstellung besitzen, damit bei der Schwingungsmessung keine fremderregten Schwingungen die Messung beeinflussen. Ist keine Passivisolierung vorhanden, breiten sich die Schwingungen, die beispielsweise durch benachbarte Maschinen entstehen, im Boden aus und können daher als Fußpunktanregung auf die zu messende Maschine wirken (siehe Bild 7).

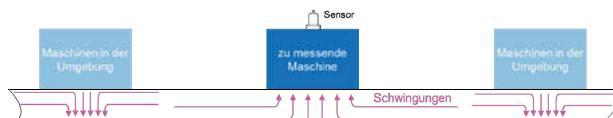


Bild 5: Fremderregte Schwingungen aus der Umgebung, welche die Schwingungsmessung an einer Maschine beeinflussen.

Eine Isolierung der fremderregten Schwingungen ist vielerorts nicht oder nicht vollständig vorhanden. Daher ist es notwendig die fremderregten Schwingungen und die Wälzlagerschwingungen zu trennen.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Anregung über die Bodenplatte auf die Maschine übertragen wird. Bild 8 stellt dazu das Amplituden-Zeitsignal dar. Der Energiegehalt der Schwingung an dem Maschinenfuß, ist im Vergleich zur Schwingung an der Bodenplatte um ca. 11,5 Prozent, an dem Maschinengehäuse um ca. 0,9 Prozent und an der Maschinenspindel um ca. 0,4 Prozent geringer.

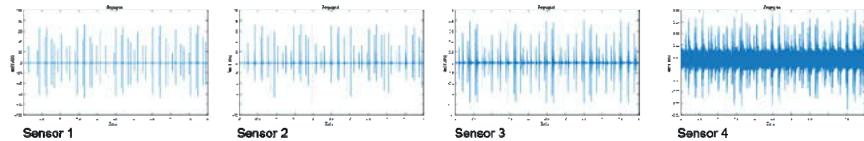


Bild 8: Zeitsignal über 5 s. Anregung durch ein Normhammerwerk Type 3204. Sensor 1: Bodenplatte (Amplitude: -100 g bis 100 g), Sensor 2: Maschinenfuß (Amplitude: -10 g bis 10 g), Sensor 3: Maschinengehäuse (Amplitude: -1 g bis 1 g), Sensor 4: Maschinenspindel (Amplitude: -0,04 g bis 0,05 g)

Zudem werden Frequenzen, über den Maschinenfuß auf die Maschine übertragen. In dem Frequenzspektrum sind diese deutlich zu detektieren. Diese müssen bestimmt und bei der Zustandsüberwachung von Wälzlagern berücksichtigt werden. Zudem ist es essenziell die Eigenfrequenzen der Maschine zu definieren und diese ebenfalls bei der Zustandsüberwachung zu beachten.

Einfluss durch benachbarte Komponenten im Gesamtsystem

Die während des Betriebs einer Maschine auftretenden Körperschwingungen sind Schwingungsgemische, die durch die Überlagerung von mehreren Schwingungen unterschiedlicher Frequenzen entstehen. Beeinflussen diese Schwingungen die Schwingungen des Wälzlagers müssen diese isoliert oder berücksichtigt werden.

Die Untersuchungen wurden an der Continuous Motion-Maschine durchgeführt. Zunächst wird auf die Kohärenzfunktion eingegangen. Es ist zu erkennen, dass je größer die Distanz von der Anregestelle zum Messpunkt, desto besser wird der Körperschall isoliert (siehe Bild 9).

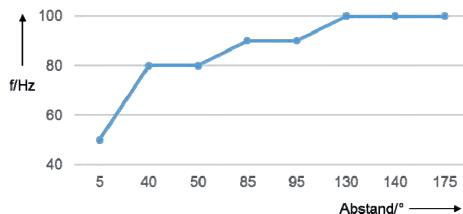


Bild 9: Übersicht der Kohärenz

Das Frequenzspektrum zeigt, dass eine beträchtliche Anzahl an Frequenzen von benachbarten Komponenten bei der Schwingungsmessung am Lager gemessen werden. Dennoch ist es möglich die Wälzlagerrfquenzen zu detektieren. Im Fall der Continuous Motion-Maschine ist es daher zwingend notwendig die fremderregten Schwingungen in dem Wälzlagerschwingungssignal zu berücksichtigen.

Messung durch Bauteile



Bild 6: Messzone der Continuous Motion-Maschine an welcher der Sensor angebracht ist

Jedes schwingungsfähige System verfügt über Eigenschwingungen, so auch die Bauteile an denen der Sensor für die Schwingungsmessung am Wälzlagern befestigt wird. Durch bestimmte Anregungen von außen werden die Bauteile, durch welche gemessen wird, in ihren Resonanzfrequenzen angeregt. Diese werden ebenfalls vom Sensor gemessen. Bild 10 stellt die Messung am Beispiel der Continuous Motion-Maschine dar. Der Sensor wird an einem abgetrennten Bereich in der Kurvenbahn, der Messzone, befestigt.

Tabelle 1: Übersicht der Eigenfrequenzen des Bauteils, durch welches gemessen wird. Ermittelt wurden diese aus den Frequenzspektren am Beispiel der Continuous Motion-Maschine.

Frequenz	Ohne Lager auf der Messzone	Mit Lager auf der Messzone	Anregung über das Lager auf der Messzone
2,40 Hz	●	●	
6,79 Hz		●	●
14,26 Hz		●	●
22,75 Hz		●	●
35,49 Hz		●	●
45,58 Hz	●	●	
58,70 Hz	●	●	
109,48 Hz	●	●	

Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Resonanzfrequenzen der Bauteile, durch welche gemessen wird, bei der Schwingungsmessung eines Wälzlagern zusätzlich ermittelt werden. In Tabelle 1 sind die Ergebnisse der Messung an der Continuous Motion-Maschine dargestellt. Die Resonanzfrequenzen des Wälzlagers und die des Bauteils, durch welches gemessen wird, sind hierbei deutlich zu unterscheiden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag stellt eine Methode zur Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerrzustandsüberwachung dar. Ziel ist es die fremderregten Schwingungen und die Wälzlagenschwingungen zu unterscheiden. Dabei wird vorerst die theoretische Betrachtung dargestellt und ein Flussdiagramm entwickelt, das als Basis für die Erkennung fremderregter Schwingungen genutzt wird. Dadurch können fremderregte Schwingungen erkannt und später bei der Wälzlagerrzustandsüberwachung in dem Wälzlagenschwingungssignal, mithilfe intelligenter Auswertealgorithmen, erkannt werden. Dieses Flussdiagramm wird am Beispiel der Continuous Motion-Maschine durchlaufen. Die Methode kann durch eine individuelle Anpassung auf weitere Anwendungsfälle übertragen werden.

Durch die Trennung der Wälzlagenschwingungen und der fremderregten Schwingungen, steigt die Zuverlässigkeit, die Genauigkeit und die Effizienz bei der Wälzlagerrzustandsüberwachung. Dies hat eine große Bedeutung im Rahmen von Industrie 4.0.

- [1] Kolerus, J. u. Wassermann, J.: Zustandsüberwachung von Maschinen. Das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker. Edition expertsoft, Bd. 79. Renningen: expert verlag 2017
- [2] Bauer, M., Kley, M. u. Thomisch, M.: Smarte Leichtbaulagerung durch innovative Sensorintegration und intelligente Auswertealgorithmen. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung (2017)
- [3] Bauer, M.; Wagner, F.; Kley, M. (2019): Schwingungsanalyse von instationären Wälzlagern in Continuous Motion Maschinen. In: Tagungsband Fachtagung Mechatronik, S. 161–166.
- [5] DIN ISO 13373. 2002. Condition monitoring and diagnostics of machines - Vibration condition monitoring
- [6] Piersol, Allan G.; Paez, Thomas L.: Harris' shock and vibration handbook. 6. Aufl. New York : McGraw-Hill, 2010

Untersuchung der Detektierbarkeit von realen Spindellagerschäden mit Methoden nach VDI 3832 aus Feldrückläufern

Investigation of the detectability of real spindle bearing damage of field return bearings using methods according to VDI 3832

Prof. Dr.-Ing. **Christian Brecher**, Dipl.-Ing. **Stephan Neus**,
Daniel Christoffers, M.Eng., **Hans-Martin Eckel**, M.Sc.,
Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen University, Aachen

Kurzfassung

Ein Spindelschaden ist infolge der Relevanz des Spindelsystems im Fertigungsprozess gleichbedeutend mit einem Ausfall der gesamten Werkzeugmaschine. Eine frühzeitige Erkennung von Spindelschäden, insbesondere von Schäden der Spindellagerung, ist daher für Anwender und Hersteller von erheblichem Nutzen.

Kern dieses Fachartikels ist die Untersuchung von drei identischen Spindellagern unterschiedlicher Schadzustände, die im realen Produktionsumfeld in einer Spindel aufgrund vielfältiger Belastungsszyklen und –arten ausgefallen sind. Als Referenz dient ein fabrikneues Lager. Die Spindellager werden hinsichtlich der Detektierbarkeit von Lagerschäden über Beschleunigungssignale in einem Prüfstand untersucht. Im vorliegenden Fall werden Kenngrößen nach VDI-Richtlinie 3832 gebildet und für die Detektierbarkeit der Schadzustände herangezogen.

Abstract

Due to the importance of the main spindle system, a spindle damage during the manufacturing process is synonymous with a downtime of the entire machine tool. An early detection of spindle damage, especially with respect to the spindle bearing, is therefore of considerable benefit to users and manufacturers.

The focus of this paper is the investigation of three identical spindle bearings of different damage states that have failed in the real production environment in a spindle due to a variety of load cycles and types. A brand new bearing serves as a reference. The spindle bearings are investigated with respect to the detectability of bearing damage using acceleration signals in an existing test bench. In the present case, parameters according to VDI guideline 3832 are calculated and used for the detectability of the damage states.

1 Einleitung

Die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen hängt insbesondere von der Leistung der verbauten Spindel ab, die wiederum zu einem Viertel an einem Ausfall des gesamten Werkzeugmaschinensystems beteiligt ist [1], wobei diese Ausfälle in ca. 80 % aller Fälle auf einen Lagerschaden zurückzuführen sind [2]. Eine Kenntnis des aktuellen Lagerzustands ist daher für den Anwender essentiell und entscheidend für einen wirtschaftlichen Betrieb. Die Lagerzustände, insbesondere deren Laufbahn-, Kugel- oder Käfigschädigung, sind mithilfe entsprechender Beschleunigungssignale zu bestimmen. In [3] werden hierfür Auswerte-mechanismen vorgestellt, mithilfe derer eine Erkennung dieser Schadzustände möglich sein soll. Die Zustandserkennung an künstlich geschädigten Laufflächen wurde oftmals untersucht und dabei gezeigt, dass sich diese Schadarten zum Beispiel mithilfe von Fast-Fourier-Transformationen (FFT) im Frequenzbereich leicht detektieren lassen. Eine Betrachtung an realen Schäden mit ausgeprägten Laufspuren ist wissenschaftlich unzureichend erforscht. Der vorliegende Fachartikel zielt auf die Anwendung der VDI-Richtlinie 3832 auf den realen Schadzustand ab, der im Rahmen echter Produktionsbedingungen entstand.

2 Kennwerte

Zur Zustandsbeurteilung der untersuchten Spindellager werden die in [3] vorgestellten Kenngrößen herangezogen. Diese lassen sich in schmalbandige, also auf enge Frequenz-bereiche beschränkte, und breitbandige, also auf große Frequenzbänder, anwenden. Eine Berechnung etwaiger Kennwerte innerhalb der kinematischen Lagerfrequenzen sowie deren Harmonische werden im genannten Definitionssinn als schmalbandig bezeichnet, wohingegen eine Betrachtung in einem weiten Frequenzbereich, zum Beispiel im Resonanzbereich des Sensors, als breitbandig bezeichnet wird. Beide Kategorien sollen im Folgenden kurz vorgestellt werden.

2.1 Breitbandige Kenngrößen

Breitbandige Kenngrößen werden entweder im gesamten linearen oder im Resonanzbereich des aufnehmenden Beschleunigungssensors ohne Berücksichtigung bekannter Anregungs-frequenzen, wie beispielsweise der kinematischen Wälzlagerrfquenzen, gebildet. Dabei hat die Auswertung im Resonanzbereich den Vorteil, dass die eigentlich mit niedriger Amplitude auftretenden Körperschallanteile aus der Wälzlagerschädigung verstärkt werden. In [3] werden die Kenngrößen *Effektivwert (RMS - engl.: Root-Mean-Square)*, *Betragsmaximalwert (BM)*, *Crestfaktor* und *Kurtosisfaktor* vorgestellt, deren Berechnung u.a. in [4] und [5] erläutert wird. Auf eine detaillierte Vorstellung der Berechnung wird daher verzichtet. Grundsätzlich ist es möglich, alle genannten Kennwerte sowohl auf Basis eines diskreten Zeitsignals als auch auf Basis eines diskreten Frequenzsignals zu bilden.

Der *Effektivwert* lässt Rückschlüsse auf den Energiegehalt des jeweiligen Signals zu. Im Falle eines Lagerschadens ist daher eine fortschreitende Erhöhung des *Effektivwerts* zu erwarten, da eine zunehmende Anzahl und Ausprägung der Laufbahn-, Käfig- oder Kugelschäden einen gesteigerten Energieeintrag in das System bedingt. Die Bestimmung des *Betrag maximalwerts* ermöglicht wiederum Rückschlüsse auf einzelne Stöße im Signal. Diese sind das Ergebnis der Überrollung von Fremdpartikeln oder lokaler Schäden. Eine solche Impulsanregung über die genannten Faktoren führt zu erhöhten Amplituden im Signal. Mit Kenntnis des *Betrag maximalwerts* und des *Effektivwerts* ist es durch Quotientenbildung möglich den *Crestfaktor* zu bestimmen. Der *Kurtosisfaktor* steigt mit fortschreitender Entwicklung eines Schadens zunächst an und ist ebenfalls ein Indikator für die Spitzenhöchstigkeit eines Signals. Dabei weist ein unbeschädigtes Lager einen *Kurtosisfaktor* von etwa drei auf. Bei juvenilem Schaden sind diese Spitzen gegenüber den restlichen Signalanteilen ausgeprägt, wohingegen bei fortgeschrittenem Schaden annähernd das gesamte Signal aus Stoßanteilen besteht. Dieser Effekt hat zur Folge, dass der *Kurtosisfaktor* bei zunehmendem Schaden sinkt [6]. Dies bedingt eine eingeschränkte Anwendbarkeit des *Kurtosisfaktors* für den vorliegenden Fall, da sich unterschiedlich stark geschädigte Lager gegebenenfalls nicht mehr unterscheiden lassen.

2.2 Schmalbandige Kenngrößen

Schmalbandige Kenngrößen werden in einem definierten Frequenzbereich um bekannte Anregungsfrequenzen gebildet. Neben der Betrachtung der Grundfrequenzen, beispielsweise der kinematischen Wälzlagerfrequenzen, werden auch die Harmonischen dieser Frequenzanteile ausgewertet. Innerhalb der schmalbandigen Bereiche erfolgt wiederum eine *Effektivwertbildung*. Ergänzend zu den genannten Kennwerten in Kapitel 2.1 stellt die Hüllkurvanalyse zur Detektion von Wälzlagenschäden ein verbreitetes Verfahren dar. Die Überrollung lokaler Schäden ruft eine impulsartige Anregung der Maschinenstruktur hervor. Diese Anregung ist bei konstanter Drehzahl als periodische Stoßfolge im Zeitsignal und mit entsprechender Stoßimpulsfolgefrequenz im Frequenzbereich sichtbar und gleicht einem amplitudenmodulierten Signal (Bild 1 links). Im realen Fall ist die Erkennung der Anregungen bei den Stoßfolgefrequenzen aufgrund des überlagerten Störpegels, der hauptsächlich aus der breitbandigen Anregung der Struktur hervorgeht, meist schwierig. Lediglich bei stark geschädigten Lagern ist die Stoßimpulsfolgefrequenz bei der Grundfrequenz eindeutig detektierbar. Bei schwach geschädigten Lagern hingegen zeigt sich die Stoßfolge erst bei Höherharmonischen der Stoßimpulsfolgefrequenz im Resonanzbereich der Maschine beziehungsweise des Beschleunigungssensors (Bild 1 rechts).

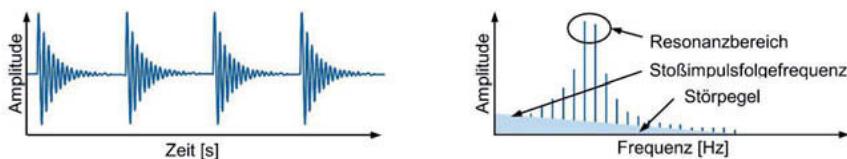


Bild 1: Periodische Stoßfolge im Zeitbereich und Frequenzspektrum nach [7]

Zur Demodulation der Trägerfrequenzen dient die Hüllkurvenanalyse, um die relevanten Signalanteile bei den kinematischen Lagerfrequenzen zu erhalten. Dazu werden die Signale zu Beginn bandpassgefiltert. Die darauffolgende Gleichrichtung dient der eigentlichen Demodulation des Nutzsignals vom Trägersignal. Das Tiefpassfilter unterdrückt die Trägerfrequenz und weitere störende, hochfrequente Anteile. Zum Schluss wird das Hüllkurvenspektrum durch Anwendung der FFT gebildet. [8]

3 Messtechnische Untersuchung

Die messtechnische Untersuchung der Versuchslager erfolgt an einer fremdgetriebenen Spindel auf einem Prüfstand. Die Versuchsspindel ist mit zwei Spindellagern der Baugröße 7016 (Prüflager, vorne) beziehungsweise 7014 (Lager 2, hinten) als starres O-Paket gelagert. Die Vorspannklaasse der Lager nach Montage entspricht der Klasse leicht (550 N). Der Antrieb erfolgt im hinteren Bereich über eine Klauenkupplung mit koaxial angeordnetem Servomotor.

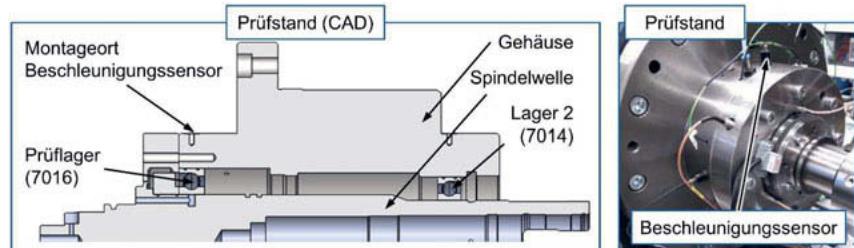


Bild 2: Prüfstand

Bild 2 zeigt den verwendeten Prüfstand sowie die Platzierung der Prüflager und der Sensorik. Die Maximaldrehzahl für die genannte Lageranordnung beträgt 10.000 min^{-1} . Für die im Folgenden beschriebenen Versuche werden die Lager mit Fett vom Typ Klüberspeed BF72-22 geschmiert. Zur Bestimmung des Zustands der Versuchslager wird ein Beschleunigungssensor vom Typ MMF KS94B10 (Messbereich: $\pm 600 \text{ g}$) verwendet. Dieser wird für eine steife und gleichbleibende Ankopplung im Bereich des vorderen Lagers mit dem Gehäuse verschraubt. Der Sensor weist einen linearen Frequenzgang ($f_{5\%}$) von 0,35 bis 10 kHz auf [9]. Durch das Überschreiten des linearen Bereichs des Sensors werden die teils mit geringer

Energie auftretenden Anregungen des Lagers im Ausgangssignal verstärkt. Daher erfolgen die Untersuchungen mit der maximalen Abtastrate von 51,2 kHz. Zur Datenerfassung kommt das Datenerfassungsmodul NI 9234 von National Instruments mit integriertem Aliasing-Filter zum Einsatz. Die Messdaten werden über eine Software in LabVIEW erfasst und gespeichert.

3.1 Versuchslager

Bei den verwendeten Prüflagern (HY SM 6016 C TA P4+) handelt es sich um Feldrückläufer aus einer Motorspindel, die im realen Produktionsumfeld durch den Defekt eines der vier vorderen Lager ausgefallen ist. Alle Lager zeigen unterschiedlich ausgeprägte Schadzustände, von leichter bis stark ausgeprägter Laufbahnschädigung sowohl am Innenring als auch am Außenring. Alle beschädigten Lager entstammen einer Charge. Als Referenz wurde ein fabrikneues Lager untersucht, welches daher chargenfremd ist.

Die unterschiedlichen Schadzustände der Spindellager sind optisch teils deutlich zu erkennen. Da allerdings insbesondere zwischen zwei Schadzuständen eine optische Unterscheidung schwierig realisierbar ist, muss der Lagerzustand quantifiziert werden. Daher wurde bei allen Lagern die Rauheit der ausgebildeten Laufspuren messtechnisch bestimmt. Hierbei ist u.a. relevant, ob sich ein gleichmäßiges Schadbild über Innen- und Außenring ausbildet oder ob erwartungsgemäß der Innenring ein ausgeprägteres Schadbild aufweist. Bild 3 stellt die an allen Lagern gemessenen Kenngrößen dar.

Bedeutung	Kenngröße		
	R _a	R _z	R _t
Norm	Arithm. Mittelwert der Profilordinaten DIN EN ISO 4287	Größte Höhe des Profils DIN EN ISO 4287	Gesamthöhe des Profils DIN EN ISO 4287

Bild 3: Verwendete Rauheitskenngrößen

Bei den in Bild 4 dargestellten Kenngrößen handelt es sich um gemittelte Ergebnisse, die über eine dreifache Vermessung der jeweiligen Größe am Innen- und Außenring an drei äquidistant über den Umfang verteilten Messstellen aufgenommen wurden. Gemessen wurde axial, also im Schnitt durch die ausgeprägte Laufspur. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei Messung entlang der Laufspur. Die Kennwerte verdeutlichen, dass sich die untersuchten Lager hinsichtlich ihrer Rauheiten signifikant unterscheiden. Verglichen mit dem unbeschädigten Lager sind die Rauheiten mit zunehmendem Verschleißgrad bei der massivsten Schadensstufe um den Faktor 8,8 erhöht, bei der mittleren um 2,7 und bei der leichten um 1,4, jeweils bezogen auf die gemittelte Rautiefe R_z am Innenring.

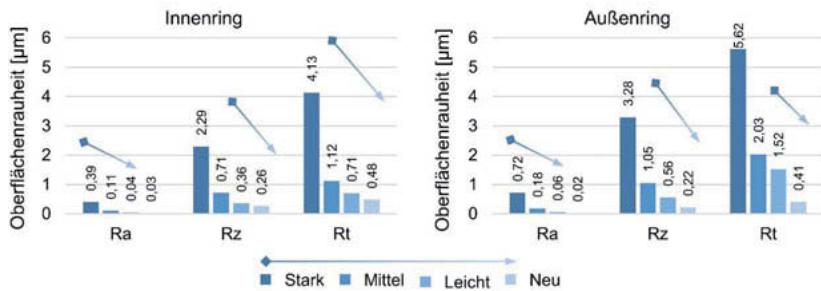


Bild 4: Gemessene Lagerrauheiten in Abhängigkeit des Schadzustands quer zur Laufspur

Ein ähnliches Bild ergibt sich aufgrund ihrer teilweise ähnlichen Berechnungsgrundlage auch für die weiteren Rauheitskenngrößen sowohl am Außen- als auch am Innenring. Im Bild 4 ist ebenfalls zu erkennen, dass die Beschädigung am Außenring stärker ausgeprägt ist als am Innenring. Wird als Referenz erneut die Rauheitskenngröße R_z herangezogen, so liegt die Schädigung des Außenrings im Mittel um den Faktor 1,3 über der des Innenrings. Generell sind die Schadstellen bei allen geschädigten Lagern über die gesamte Laufbahn gleichmäßig verteilt. Dies markiert einen signifikanten Unterschied zu sonstigen Untersuchungen, die sich auf künstlich geschädigte Lager stützen. Hier liegt oft nur ein einzelner Laufbahnschaden vor.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die optisch bestimmte Schadtendenz auch messtechnisch bestätigt wird und somit der subjektive Schadzustand mit dem tatsächlich messbaren korreliert. Entgegen üblicher Schadbilder ist allerdings der Außenring stärker geschädigt. Zur schmalbandigen Analyse der Lager ist die Kenntnis der kinematischen Wälzlagrfrequenzen notwendig. Diese stellen sich in Abhängigkeit der Lagergeometrie und der Drehzahl ein. Einen Überblick über diese Frequenzen gibt Bild 5.

	Drehzahl [min ⁻¹]									
	1.000	2.000	3.000	4.000	5.000	6.000	7.000	8.000	9.000	10.000
	Überrollfrequenz [Hz]									
Außenring	146	291	437	583	728	874	1.020	1.166	1.311	1.457
Innenring	188	375	563	751	938	1.126	1.314	1.501	1.689	1.876
Kugel	62	125	187	249	311	374	436	498	561	623
Käfig	7	15	22	29	36	44	51	58	66	73

Bild 5: Kinematische Lagerfrequenzen der Prüflager

3.2 Versuchsbeschreibung und -durchführung

Zur Schaffung gleicher Versuchsbedingungen mussten zunächst alle Lager vollständig gereinigt werden. Um sicherzustellen, dass keinerlei Fremdpartikel im Lager verbleiben, wurden diese zunächst demontiert und alle Einzelteile im Ultraschallbad gereinigt. Neben den

Schadlagern wurde ebenfalls das unbeschädigte Lager gereinigt, um den Einfluss des herstellerseitig eingebrachten Konservierungsmittels zu eliminieren. Anschließend wurden alle Prüflager nach Herstellerangaben befettet. Das Schmiermittel wurde im Anschluss über einen Fettverteilungslauf nach Herstellervorgabe gleichmäßig in den Prüflagern verteilt. Die Untersuchungen hinsichtlich Detektierbarkeit der Schadzustände basierten auf einem Stufenlauf, der aus insgesamt zehn diskreten und äquidistanten Drehzahlstufen bis zu einer Drehzahl von 10.000 min^{-1} besteht. Nach dem Fettverteilungslauf wurde die Prüfwelle nicht mehr demontiert, sodass von einem mechanisch gleichen System innerhalb jedes Lagermesszyklus auszugehen ist.

4 Ergebnisse und Bewertung

Die Auswertung der Messsignale erfolgt beginnend mit dem *Effektiv- und Betragsmaximalwert*, einerseits breitbandig ohne die Betrachtung charakteristischer Frequenzen, andererseits in einem Frequenzbereich, der sensitiv auf eine Schädigung des Lagers reagiert. Hierzu wird mittels der FFT und automatisierten Auswerteverfahren für jede Drehzahlstufe das Sensorsignal transformiert. Anschließend werden Messsignale schmalbandig um die kinematischen Lagerfrequenzen sowohl im Spektrum als auch im Hüllkurvenspektrum analysiert. Zur Bestimmung eines sensitiven Frequenzbereichs für die *Effektivwertanalyse* und die Hüllkurvenbildung wird zunächst ein Signal für ein Lager im neuen und leicht geschädigten Zustand im Frequenzbereich betrachtet. Bild 6 zeigt die Spektren für ein Lager im Neuzustand und ein Lager mit leichtem Schaden bei 8.000 min^{-1} . Beide Spektren weisen eine Signalerhöhung im Bereich von 10 kHz bis 25,6 kHz auf, welche bei dem Lager mit leichtem Schaden stark ausgeprägt ist. Dieser Bereich liegt im Resonanzbereich des Sensors und reagiert daher sensitiv auf die stoßhaltige Anregung durch eine Schädigung im Lager. Durch eine Auswertung des *Effektivwerts* in diesem Frequenzbereich wird der Einfluss niederfrequenter Signalanteile, beispielsweise der unwuchtbedingte drehfrequente Anteil (vgl. [3]), reduziert.

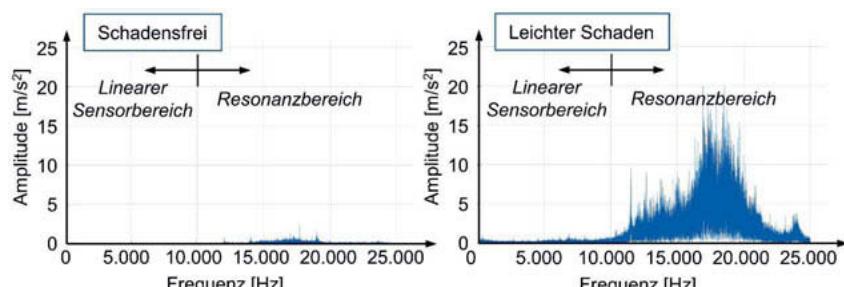


Bild 6: FFT eines neuen und eines leicht geschädigten Lagers bei 8.000 min^{-1}

Bild 7 zeigt die ausgewerteten *Effektivwerte* der Untersuchungen für den mittleren und leichten Schadzustand verglichen mit dem Neuzustand. Die Kennwertbildung erfolgt dabei im gesamten Frequenzbereich von 0 bis 25,6 kHz und im Bereich der Sensoreigenfrequenz von 10 bis 25,6 kHz (vgl. Bild 6). Es war nicht möglich das am stärksten beschädigte Lager zu vermessen, da aufgrund der ausgeprägten Schädigung kein betriebssicherer Zustand über der Drehzahl von 10.000 min^{-1} sicherzustellen war und der Messbereich des Beschleunigungssensors überschritten wurde.

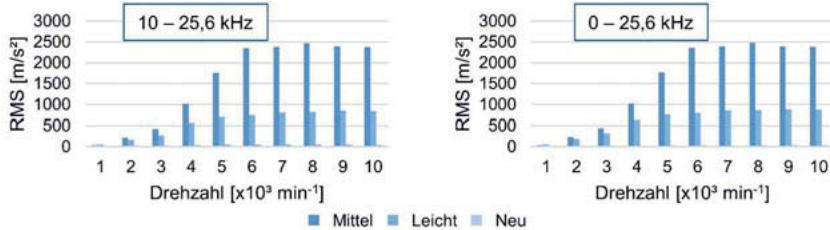


Bild 7: Effektivwert in unterschiedlichen Frequenzbändern

Die drei untersuchten Lager lassen sich deutlich anhand ihrer *Effektivwerte* unterscheiden, wobei sich bei Betrachtung des *Betragsmaximalwerts* ein ähnliches Bild ergibt. Insbesondere ab einer Drehzahl von 4.000 min^{-1} sind die Amplitudenunterschiede signifikant. Eine rein akustische Unterscheidung einzelner Schadlager war nicht möglich, jedoch sowohl taktil mithilfe der Rauheit als auch mithilfe entsprechender Beschleunigungssignale zu erfassen. Bedingt durch den geringen Energiegehalt im Frequenzbereich unterhalb von 10 kHz tritt keine hohe Abweichung zwischen den *Effektivwerten* breitbandig und im Resonanzbereich des Sensors auf. Die Ergebnisse zeigen eine Korrelation zwischen den mittels Rauheitskennwerten quantifizierbaren Schadzuständen (neu, leichte, mittlere Schädigung) und den *Effektiv-* beziehungsweise den *Betragsmaximalwerten*. Die Analogie zwischen dem RMS-Wert und dem *Betragsmaximalwert* führt dazu, dass sich der Quotient aus beiden Größen, also der *Crestfaktor*, für alle Lager ähnlich ausprägt. Aufgrund dessen disqualifiziert sich der *Crestfaktor* im vorliegenden Fall zur Schadzustandserkennung. Eine Auswertung des *Kurtosisfaktors* zeigt, dass sowohl das Neulager als auch das Lager mit dem mittleren Schaden einen Wert von etwa drei aufweisen. Eine Unterscheidung beider Lager anhand dieses Kennwerts ist somit ebenfalls nicht möglich.

Die schmalbandige Analyse wird für jede Drehzahlstufe und jede daraus resultierende charakteristische Lagerfrequenz und deren Harmonische durchgeführt. Die Auswertung erfolgt dabei bis zur fünften Ordnung sowohl im direkten Spektrum (FFT) als auch im Hüllkurvenspektrum (HFFT). Die Auswertung der Hüllkurve erfolgt im Bereich von 13 kHz bis 19 kHz. Bild

8 zeigt die Hüllkurvenspektren für das leicht geschädigte Lager. Im Drehzahlbereich bis 7.000 min^{-1} treten die Signalanteile bei der Innen- und Außenringüberrollfrequenz dominant hervor und sind in guter Übereinstimmung mit den berechneten Frequenzen.

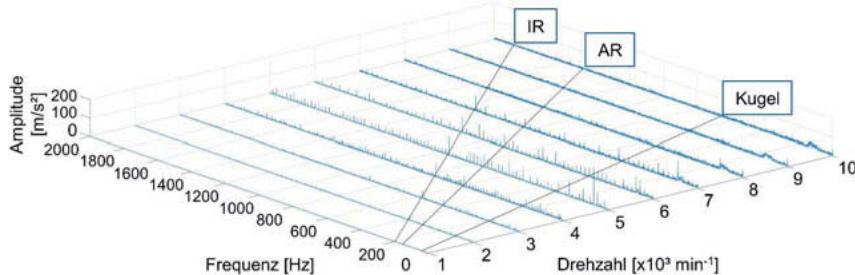


Bild 8: Hüllkurvenspektrum des leicht beschädigten Lagers

Bild 9 zeigt die Maximalwerte des Lagers mit mittlerem Schaden ausgewertet im Spektrum und im Hüllkurvenspektrum. Alle Verläufe zeigen erneut eine Korrelation mit den mittels Rauheitkennwerten quantifizierbaren Schadzuständen. Am Beispiel der 1. Ordnung zeigt sich für die Amplituden der HFFT der Außenring-, Innenring- und Kugelfrequenzen, dass diese zunächst mit steigender Drehzahl zunehmen und ab 7.000 min^{-1} wieder abfallen. Der Anstieg im unteren Drehzahlbereich ist auf eine mit der Drehzahl zunehmende Anregungsenergie zurückzuführen. Zu höheren Drehzahlen hin verschwimmen die Stoßimpulse, sodass die Amplituden in der HFFT wieder kleiner werden.

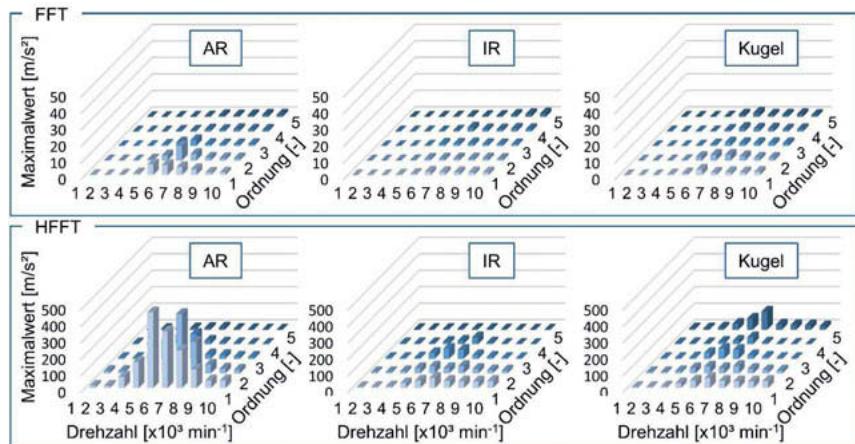


Bild 9: Maximalwerte des mittleren Schadens als Fast-Fourier-Transformation und Hüllkurve

Bild 10 zeigt die schmalbandigen RMS-Werte der Lager (neu, leichte und mittlere Schädigung), ausgewertet im FFT-Spektrum und Hüllkurvenspektrum der summierten RMS-Werte für die 1. bis 5. Ordnung.

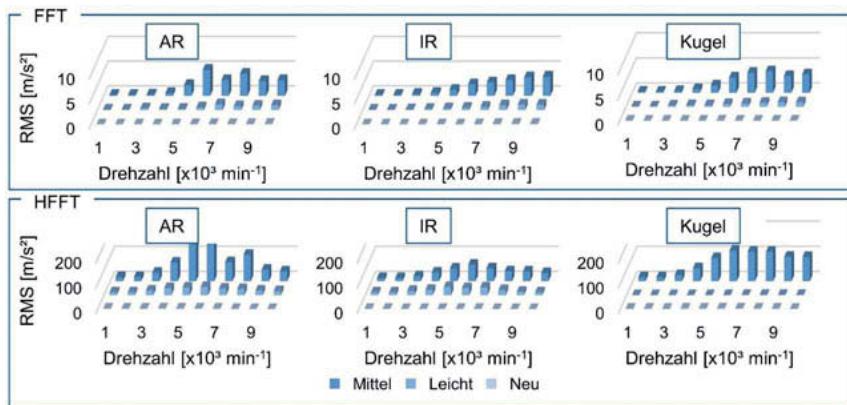


Bild 10: RMS-Werte der FFT und HFFT für die kinematischen Lagerfrequenzen für das Lager im Neuzustand sowie die Lager mit leichter und mittlerer Schädigung

Eine abschließende Bewertung, welcher der angewendeten Kennwerte sensitiver auf die untersuchten Schadzustände reagiert, erfolgt durch einen Vergleich mit den Kennwerten im Neuzustand. Bild 11 stellt die relativen Änderungen der Kennwerte gegenüber. Die relative Änderung beschreibt die Differenz zwischen geschädigtem Lager und Lager im Neuzustand bezogen auf den Neuzustand. Dabei stellen die Kennwerte $FFT_{kinematisch}$ und $HFFT_{kinematisch}$ den arithmetischen Mittelwert der Signalanteile aus Außenring-, Innenring- und Wälzkörperüberrollfrequenz für die Auswertung im Spektrum und Hüllkurvenspektrum dar. Die größte Änderung tritt sowohl beim leicht geschädigten als auch beim mittel geschädigten Lager bei einer Drehzahl von 6.000 min^{-1} im relativen RMS-Wert auf. Die relative Änderung beträgt 35 beim leicht beziehungsweise 106 beim mittel geschädigten Lager bezogen auf den Neuzustand. Beim mittel geschädigten Lager treten darüber hinaus signifikante Änderungen der kinematischen Kennwerte $FFT_{kinematisch}$ und $HFFT_{kinematisch}$ auf.

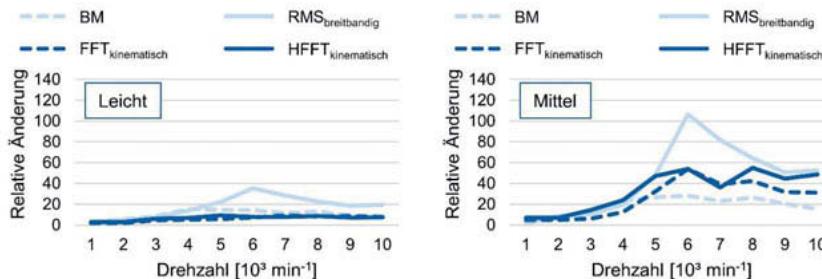


Bild 11: Relative Änderungen der angewendeten Kennwerte bezogen auf das neue Lager

5 Zusammenfassung

Der vorliegende Fachartikel befasst sich mit der Anwendung der VDI 3832 auf real geschädigte Spindellager. Die auf Beschleunigungsmessungen basierte Untersuchung geschädigter Spindellager mit unterschiedlichen Schädigungsstufen zeigt die Sensitivität der in VDI 3832 vorgeschlagenen Auswertekenngrößen auf den Schädigungsgrad auf. Die geschädigten Lager stammen aus einer mit Lagerschaden ausgefallenen Spindel und repräsentieren damit reale Verschleiß- beziehungsweise Schädigungsgrade. Im Rahmen der Untersuchungen werden ein neues Referenzlager sowie drei unterschiedlich geschädigte Lager untersucht. Der Schädigungszustand wird optisch und mittels der taktile vermessenen Rauheit der Laufbahnen bewertet. Die Untersuchungen zeigen, dass die selektierten Kennwerte einen gesteigerten Schädigungsgrad deutlich anzeigen und sich die Verschleißzustände hinsichtlich Rauheit ebenfalls signifikant unterscheiden. Am sensitivsten zeigt der breitbandig ermittelte RMS-Wert im mittleren Drehzahlbereich eine Veränderung des Lagerzustands an. Die Parameter *Crestfaktor* und *Kurtosisfaktor* sind für den vorliegenden Fall nicht anwendbar, da mit ihrer Hilfe keine klare Unterscheidung möglich ist. Optisch und akustisch ähnlich wahrgenommene Lager weisen messtechnisch sowohl hinsichtlich Rauheit als auch im Hinblick auf das Beschleunigungssignal deutliche Unterschiede auf, sodass mithilfe der genannten Faktoren die unterschiedlichen Schadzustände klar zu unterscheiden sind.

6 Literaturangaben

- [1] Fleischer, J., Schopp, M., Broos, A. u. Wieser, J.: Datenbasis für lastabhängige Prozesseingriffe. Modularisierung und Analyse von Ausfallursachen zur Erhöhung der Verfügbarkeit von Werkzeugmaschinen. *wt Werkstattstechnik Online* 97 (2007) 7/8, S. 491–497
- [2] Michel, S.: Damit die Motorspindel fit bleibt, 2017.
<https://www.maschinenmarkt.vogel.de/damit-die-motorspindel-fit-bleibt-a-639515/>
- [3] Richtlinie 3832; 01.04.2013. Körperschallmessungen zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen
- [4] DIN 1311-1; 2000-02. Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung
- [5] DIN 45661; 2016-03. Schwingungsmesseinrichtungen- Begriffe
- [6] Hartung, J., Elpelt, B. u. Klösener, K.-H.: Statistik. Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik ; mit zahlreichen, vollständig durchgerechneten Beispielen. München: Oldenbourg 2005
- [7] Geropp, B.: Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1995. Aachener Beiträge zur angewandten Rechnertechnik des Instituts für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde, Bd. 14. Aachen: Verl. der Augustinus-Buchh 1995
- [8] Metzele, M.: Zustandsorientierte Instandhaltung von schnelllaufenden Werkzeugmaschinen-Hauptspindeln. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2007. Berichte aus der Produktionstechnik, Bd. 2008,1. Aachen: Shaker 2008
- [9] Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer KS94B10. KS94B10, Metra Mess- und Frequenztechnik e.K., Radebeul 2019

Stand und Tendenzen der Normung zum Thema Schwingungsüberwachung

Prof. Dr. **Josef Kolerus**, Technische Universität Wien, Österreich;
Dr. rer. nat. **Edwin Becker**, PRÜFTECHNIK Condition Monitoring,
Ismannig

Kurzfassung

Die rasant steigende Digitalisierung der industriellen Produktion spiegelt sich in der progressiven Entwicklung auf dem Gebiet der nationalen und internationalen Normung wider. Das daraus resultierende Normenwerk geht in seinem Stellenwert deutlich über einen bloßen Wissenskatalogs hinaus. Ausgehend von den allgemein bekannten Beurteilungsverfahren für Schwingungen findet man hier detaillierte Anweisungen zur Diagnose, sowohl allgemein wie auch bezogen auf bestimmte Maschinenarten. International geht die Entwicklung heute letztendlich in Richtung eines ganzheitlichen Asset & Reliability-Managements.

Für den Anwender wird es schon vom steigenden Umfang des Normenwerkes her schwierig, einen vollständigen Überblick zu bewahren. Dementsprechend ist die Kenntnis über Inhalte und Nutzen nicht so verbreitet, wie es dem Stellenwert eigentlich zukommt.

Ziel dieses Beitrages ist eine übersichtliche Darstellung des gesamten Komplexes, die den Einstieg eröffnen soll und die gezielte Auswahl der passenden Dokumente erleichtert. Damit werden auch verstärkt Anregungen gegeben, dieses doch mit beträchtlichem Aufwand geschaffene Werk im industriellen Umfeld gezielt und nutzbringend einzusetzen.

Abstract

The rapidly increasing digitalization of industrial production is reflected in the progressive development in the field of national and international standardization. The resulting body of standards goes far beyond a mere catalogue of knowledge. Based on the generally known assessment procedures for vibrations, detailed instructions for diagnosis can be found there, both general and related to specific machine types. Internationally, developments today are ultimately moving in the direction of integrated asset & reliability management.

For the user, it is meanwhile difficult to maintain a complete overview due to the increasing scope of the body of standards. Accordingly, knowledge of content and value is not as widespread as it should be. The aim of this paper is to provide a clear overview of the entire complex, which opens the door and facilitates the targeted selection of the corresponding documents. This will also give more impulses to use this work, which was created with great effort, in an industrial environment in a targeted and beneficial way.

1. Überblick

Condition Monitoring von Maschinen und Anlagen stützt sich heute auf eine umfangreiches und strukturiertes Normensystem, welches in Bild 1 skizziert ist und in diesem Vortrag präsentiert wird. In der Folge werden die einzelnen Punkte abschnittsweise vorgestellt und erläutert.

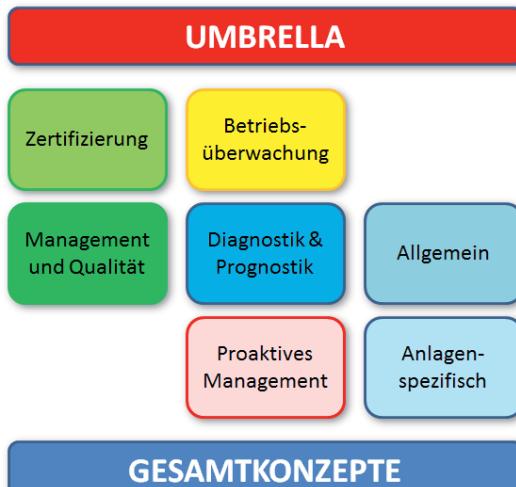


Bild 1. Das Normensystem zum Komplex Condition Monitoring

2. Betriebs- und Abnahmerichtlinien

Ganz am Beginn des Normenwerkes stehen die allgemein bekannten Normen zur Betriebsüberwachung DIN ISO 20816. Einen Überblick gibt Tabelle 1. Diese Normen sind ursprünglich aus den deutschen Richtlinien VDI 2056 und VDI 2059 hervorgegangen, welche mittlerweile mit Erscheinen der DIN ISO Dokumente zurückgezogen wurden. Die ursprünglich aus den VDI-Richtlinien entstandenen parallelen Normenreihen ISO 10816 und ISO 7919 werden derzeit zu einer einheitlichen Reihe DIN ISO 20816 zusammengeführt; dieser Prozess ist noch nicht abgeschlossen, wie die Tabelle zeigt.

Anmerkung: DIN ISO Normen sind nationale, inhaltsidentische Ausgaben der ISO Normen gleicher Nummer.

Die Bewertung der Schwingstärke erfolgt nach Effektivwerten oder Spitzenwerten der Schwingungen in vier Zonen A bis D entsprechend Tabelle 2.

Tabelle 1. Normen zur Betriebsüberwachung

Übertitel	Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen
DIN ISO 20816-1	Allgemeine Anleitungen
DIN ISO 20816-2	Stationäre Gasturbinen, Dampfturbinen und Generatoren über 40 MW mit Gleitlagern und Nenndrehzahlen von 1500 min^{-1} , 1800 min^{-1} , 3000 min^{-1} und 3600 min^{-1}
DIN ISO 10816-3	Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min^{-1} und 15000 min^{-1} bei Messungen am Aufstellungsort
DIN ISO 7919-3	Gekuppelte industrielle Maschinen
DIN ISO 20816-4	Gasturbinen über 3 MW mit Gleitlagern
DIN ISO 20816-5	Maschinensätze in Wasserkraft- und Pumpspeicheranlagen
DIN ISO 10816-6	Hubkolbenmaschinen mit einer Leistung über 100 kW
DIN ISO 10816-7	Kreiselpumpen für den industriellen Einsatz (einschließlich Messung der Wellenschwingungen)
DIN ISO 20816-8	Hubkolbenkompressoren
ISO 20816-9	Getriebe
DIN ISO 10816-21	Windenergieanlagen mit horizontaler Drehachse und Getriebe

Die ebenfalls genormten Messverfahren (Tabelle 3) sind in Bild 2 skizziert, links für nicht-rotierende Komponenten, rechts für Wellenschwingungen.

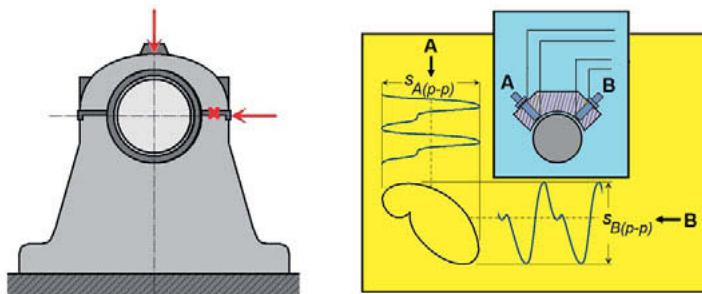


Bild 2. Messverfahren zur Schwingungsüberwachung nach DIN ISO 20816

Tabelle 2 Bewertungszonen nach DIN ISO 20816

Zone	Beschreibung
A	Die Schwingungen neu in Betrieb gesetzter Maschinen liegen gewöhnlich in dieser Zone.
B	Maschinen, deren Schwingungen in dieser Zone liegen, werden üblicherweise als geeignet angesehen, ohne Einschränkungen im Dauerbetrieb zu laufen.
C	Maschinen, deren Schwingungen in dieser Zone liegen, werden üblicherweise als nicht geeignet angesehen, ständig im Dauerbetrieb zu laufen. Im Allgemeinen darf die Maschine aber für eine begrenzte Zeit in diesem Zustand betrieben werden, bis sich eine günstige Gelegenheit für Abhilfemaßnahmen ergibt.
D	Schwingungswerte innerhalb dieser Zone werden üblicherweise als so gefährlich angesehen, dass Schäden an der Maschine entstehen können.

Der Beurteilung werden zwei Kriterien zugrunde gelegt, im Speziellen

- Kriterium I – Schwingungsgröße bei Nenndrehzahl und stationären Bedingungen
- Kriterium II – Änderung der Schwingungsgröße gegenüber einem vorher festgelegten Referenzwert

Auf die Stabilität der Phase für monofrequente Schwingungen wird lediglich hingewiesen, es könnte daraus ein weiteres Kriterium abgeleitet werden. Ebenso wird über die Beurteilung der Kurzzeitstabilität (Schwankungen) nachgedacht.

Tabelle 3. Normen zur Messtechnik

Übertitel	Messtechnik
DIN ISO 10817	Messeinrichtung für die Schwingungen rotierender Wellen – Teil 1: Erfassung der relativen und der absoluten Radialschwingungen
DIN ISO 2954	Mechanische Schwingungen von Hubkolbenmaschinen und von Maschinen mit rotierenden Bauteilen - Anforderungen an Schwingstärkemessgeräte.

Aktuelle Normen zur Messung und Beurteilung von Drehschwingungen sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4. Messung und Beurteilung von Drehschwingungen

Übertitel	Mechanische Schwingungen - Drehschwingungen bei rotierenden Maschinen
ISO 22266-1	Stationäre Dampf- und Gasturbinen-Generator-Sätze über 50 MW
ISO 3046-5	Hubkolben-Verbrennungsmotoren - Anforderungen – Teil 5: Drehschwingungen
VDI 2039	Drehschwingungen im Antriebsstrang - Berechnung, Messung, Reduzierung

3. Normen für Überwachung und Diagnostik

3.1 Übergeordnete Dokumente

Die übergeordneten Dokumente (*umbrella documents*) geben allgemeine Anleitungen, Begriffsdefinitionen und Hinweise auf alle einschlägigen Normenwerke.

Tabelle 5. Übergeordnete Dokumente

Übergeordnete Dokumente zur Zustandsüberwachung und –diagnostik von Maschinen	
DIN ISO 17359	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Allgemeine Anleitungen
DIN ISO 17359 Beiblatt 1	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Erläuterungen zu Fachbegriffen
ISO 13372	Terminology

Diese Normen sind als Einstiegsdokumente anzusehen und stehen prinzipiell auch über den Normen zur Betriebsüberwachung nach Abschnitt 2, obwohl letztere wegen ihrer Bedeutung ein Eigenleben führen. Eine Zusammenstellung zeigt Tabelle 5.

DIN ISO 17359 bringt eine Aufstellung aller relevanten Normen, eine Beschreibung der verschiedenen Verfahren zur Diagnostik und im Anhang Mustertabellen für Fehlersuche und Dokumentation. DIN ISO 17359 Beiblatt 1 ist eine Sammlung einschlägiger Fachbegriffe mit Erläuterungen in deutscher und englischer Sprache. Es ist inhaltlich weitgehend parallel zu ISO 13372 (bis auf die Sprache), berücksichtigt jedoch auch deutsche Dokumente, zum Beispiel VDI-Richtlinien.

ISO 13372 ist das internationale Dokument für Begriffsdefinitionen.

3.2 Diagnostik und Prognostik

3.2.1 Schwingungs-Zustandsüberwachung

Die Dokumentenreihe DIN ISO 13373 spiegelt den hohen Stellenwert der Schwingungs-Zustandsüberwachung wider (siehe Tabelle 6). In Teil 1 wird die Messtechnik behandelt, in Anlehnung an DIN ISO 20816. Teil 2 ist der Schwingungsanalyse gewidmet, Teil 3 gibt systematische Anleitungen zur Schwingungsdiagnose. Die weiteren Teile sind wieder bestimmten Maschinengruppen zugeordnet, jedoch mit klarem Fokus auf Schwingungsdiagnose.

Tabelle 6. Normen zur Schwingungs-Zustandsüberwachung und Diagnostik

DIN ISO 13373	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Schwingungs-Zustandsüberwachung
Teil 1	Allgemeine Anleitungen
Teil 2	Verarbeitung, Analyse und Darstellung von Schwingungsmesswerten
Teil 3	Anleitungen zur Schwingungsdiagnose
Part 4*	Dampfturbinen mit Gleitlagern**
Teil 5	Verfahren zur Diagnostik an Lüftern und Gebläsen
Part 7*	Verfahren zur Diagnostik an Maschinensätzen in Wasserkraft- und Pumpspeicheranlagen
Teil 9	Verfahren zur Diagnostik an Elektromotoren
Part 10*	Elektrische Generatoren >50 MVA**

* nur als ISO-Ausgabe (in englischer Sprache)
 ** in Vorbereitung

3.2.2 Allgemeine Überwachung und Prognostik

Tabelle 7 zeigt den aktuellen Stand der Normung zu diesem Thema.

DIN ISO 13379 enthält Anleitungen für die Dateninterpretation und die Diagnostik von Maschinen in Form allgemeiner Verfahren für die Zustandsbestimmung einer Maschine anhand einer Reihe von Basisparametern. Durch Veränderungen gegenüber den Basiswerten und Vergleichen mit Alarmkriterien kann an normales Verhalten angezeigt und

können Alarmmeldungen generiert werden (Zustandsüberwachung). Ferner werden Verfahren für die Feststellung der Ursache(n) für annormales Verhalten beschrieben, die helfen, geeignete Abhilfemaßnahmen festzulegen (Diagnose). Da dies allgemeine Anleitungen sind, ist keine Liste der betroffenen Maschinentypen enthalten. Die von dieser Norm betroffenen Maschinen sind jedoch normalerweise Industriemaschinen, wie Turbinen, Kompressoren, Pumpen, Generatoren, Elektromotoren, Gebläse, Getriebe und Lüfter.

Im Vergleich zur Reihe 13373 ist diese Norm nicht auf Schwingungen beschränkt. Zum anderen werden die wichtigsten statistischen Verfahren vorgestellt.

ISO 13381 bringt allgemeine Anleitungen zur Prognostik

Tabelle 7. Dateninterpretation und Prognostik

Normen zur Dateninterpretation und Diagnostik	
DIN ISO 13379-1	Verfahren zur Dateninterpretation und Diagnostik – Allgemeine Anleitungen
ISO 13379-2	Verfahren zur Dateninterpretation und Diagnostik – Datenbasierte Verfahren
ISO 13381	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Prognose - Teil 1: Allgemeine Anleitungen

3.2.3 Datenverarbeitung

Die Normenreihe ISO 13374, Tabelle 8, behandelt die Themen Datenverarbeitung, Übertragung und Präsentation der Ergebnisse. Es sind die Verfahren und Methoden, um die verarbeiteten Rohdaten in anwenderzentrierter Form zur Anzeige zu bringen, einschließlich Handlungsanweisungen. Anwenderzentriert bedeutet, dass die Anzeige für Betriebspersonal auch ohne spezielle Schulung für Diagnose unmittelbar interpretierbar ist. Weitere Themen sind die Konzeption von Netzen nach universellen, das heißt vor allem anwender- und systemunabhängigen Prinzipien. Eine möglichst einheitliche Formatierung und Darstellung ist vorteilhaft und daher anzustreben.

Besondere Bedeutung kommt solchen Fragen bei Windenergieanlagen zu, da hier die hochgradige Vernetzung in Windparks die Regel ist. Das spiegelt sich in einer eigens dieser Sparte zugeordneten Normung, der Reihe IEC 61400 wider.

Tabelle 8. Datenverarbeitung und Datenaustausch

Datenverarbeitung, Kommunikation und Darstellung von Ergebnissen	
ISO 13374	Verarbeitung, Austausch und Darstellung von Daten
Teil 1	Allgemeine Anleitungen
Teil 2	Datenverarbeitung
Teil 3	Datenaustausch
Teil 4	Darstellung von Daten
DIN EN 61400-25-6	Kommunikation für die Überwachung und Steuerung von Windenergieanlagen - Klassen logischer Knoten und Datenklassen für die Zustandsüberwachung

3.2.4 Maschinenbezogene Dokumente

Zur Fokussierung der bisher vorgestellten normierten Methoden auf bestimmte Maschinen oder Maschinengruppen wurde und wird eine Reihe entsprechender Dokumente erstellt, die in Tabelle 9 zusammengestellt sind.

Tabelle 9. Normen zur Überwachung und Diagnose für bestimmte Maschinengruppen

Maschinenspezifische Dokumente	
DIN EN ISO 13079	Kreiselpumpen für den Einsatz in der Erdöl- und Erdgasindustrie
ISO 14694	Industrial fans – Specifications for balance quality and vibration levels
DIN ISO 15242	Wälzlager – Geräuschprüfung (Körperschallmessung)
ISO 16079	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Windenergieanlagen
Teil 1	Allgemeine Anleitungen
Teil 2	Überwachung des Antriebsstrangs
ISO 19283	Maschinensätze in Wasserkraftwerken
ISO 19860	Gasturbinen - Anforderungen an Datenerfassungssysteme und Trend-Monitoring bei Gasturbinenanlagen

Anmerkung: Eine ähnliche Differenzierung findet man bereits in der Normenreihe DIN ISO

13373 (Tabelle 6), die jedoch ausdrücklich auf Schwingungen fokussiert ist.

4. Zertifizierung

Die Komplexität der Thematik Zustandsüberwachung, die sich in dem vorgestellten Normenwerk widerspiegelt, stellt an den Diagnostiker nicht unbeträchtliche Anforderungen. Als Grundlage für Ausbildung und Schulung, aber auch als Nachweis der erworbenen Kenntnisse wurde ein internationales Normenwerk als Basis einer Zertifizierung von Personal entwickelt. Eine Zusammenstellung bringt Tabelle 10.

Tabelle 10. Normen zur Zertifizierung von Personal

Normen zur Zertifizierung von Personal	
DIN ISO 18436	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Anforderungen an die Zertifizierung von Personal
Teil 1	Sektorspezifische Anforderungen an Zertifizierungsstellen und den Zertifizierungsvorgang
Teil 2	Schwingungs-Zustandsüberwachung und -diagnostik
Teil 3	Anforderungen an Schulungsstellen und den Schulungsvorgang
Teil 4	Schmierstoffanalyse vor Ort
Teil 5	Laborant für Schmierstoffanalyse
Teil 6	Schallemission
Teil 7	Thermographie
Teil 8	Ultraschallemission

Teil 2 dieser Norm enthält einen umfangreichen Syllabus über die gestellten Anforderungen als Basis für Schulungen. Die Zertifizierung kann in vier Kategorien erfolgen. Sie hat internationale Gültigkeit, eben weil sie auf einer internationalen Norm basiert.

Die nach diesen Vorgaben erworbenen Zertifikate sind personenbezogen, das heißt sie behalten ihre Gültigkeit auch bei einem Arbeitsplatzwechsel des Inhabers. Da ein solcher Wechsel auch mit einem Wechsel der Branche verbunden sein kann, sind die Schulungen entsprechend universell zu gestalten. Insbesondere sind weitreichende Kenntnisse über Maschinen vorauszusetzen, was wiederum der Struktur des gesamten Normenwerks, wie es

in diesem Vortrag präsentiert wird, entspricht. Dem angepasst sind auch die Anforderungen für die Zertifizierung nach dieser Norm.

5. Management und Qualitätssicherung

Zustandsüberwachung und Diagnose können nicht Selbstzweck sein, sie werden immer Bestandteil oder vielmehr Kernstück eines übergeordneten Managementsystems zur Qualitätssicherung bilden.

Einen Überblick über einschlägige Normen bringt Tabelle 11. Man erkennt sofort, dass sich diese Dokumente nicht explizit auf Zustandsüberwachung beziehen, sie sind vielmehr Anleitungen für ein allgemeines Qualitäts- und Reliabilitymanagement, in welches sich Zustandsüberwachung und Diagnostik sinnvoll integrieren lassen. Meist werden solche Systeme schon von vornherein erstellt sein, beginnend bereits mit der Projektierung einer Anlage. Nimmt man als Anschauungsbeispiel etwa eine FMEA, so wird diese eine Maschine typischerweise schon vom Projektstadium an begleiten, Zustandsüberwachung und Instandhaltungsmanagement können dann auch im Nachhinein integriert werden.

Tabelle 11. Qualitätssicherung und proaktives Management

Von der Qualitätssicherung bis zum Assetmanagement	
DIN EN 60812	Analysetechniken für die Funktionsfähigkeit von Systemen - Verfahren für die Fehlzustandsart. und -auswirkungsanalyse (FMEA)
DIN EN 50126	Bahnanwendungen - Spezifikation und Nachweis von Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit, Instandhaltbarkeit und Sicherheit (RAMS)
Teil 1	Generischer RAMS-Prozess
Teil 2	Systembezogene Sicherheitsmethodik
DIN SPEC 91345	Referenzarchitekturmodell Industrie 4.0
DIN EN 62402	Obsoleszenzmanagement
DIN ISO 55000	Asset Management - Übersicht, Leitlinien, Begriffe
DIN ISO 55001	Asset Management - Managementsysteme – Anforderungen
ISO 55002	Asset Management - Leitfaden für die Anwendung

Übergeordnet ist heute das Asset-Management zu sehen, welches über ein bloßes

Maschinenmanagement deutlich hinausgeht, bis hin zur Vermögensverwaltung.

6. VDI Richtlinien

Ergänzend zu Normen sind VDI-Richtlinien ein wertvolles Rückgrat der Ingenieurarbeit. Sie sind primär als Handlungsanweisungen für die praktische Arbeit zu sehen und bilden ein Sammelbecken für Erfahrungen als Basis für statistische Auswertungen, allerdings in der Regel auf nationale Anwendungen konzentriert.

Wie schon früher erwähnt, bieten VDI-Richtlinien oft eine Basis für spätere nationale oder internationale Normen. Eine Zusammenstellung der wichtigsten VDI-Richtlinien zum Thema ist in Tabelle 12 zu finden.

7. Ganzheitliche Überwachung

Bei automatisierten Systemen, vor allem gilt das für autonome Systeme (Internet der Dinge), wird immer eine ganzheitliche Überwachung anzustreben sein. Ganzheitlich heißt, dass sämtliche den Zustand beschreibenden Deskriptoren in die Überwachung einzubeziehen sind. Das Ergebnis, im Prinzip die Grenzüberschreitung mit zugehörigen Handlungsanweisungen, sollte möglichst auf einen Aussageparameter beschränkt werden, damit eine schnelle und zielsichere Reaktion möglich ist.

Mit diesem Konzept befasst sich die Richtlinie VDI 4550 Blatt 3 [1]. Dort werden alle Einzelkonzepte, wie sie in diesem Bericht vorgestellt und skizziert wurden, zu einem Gesamtkonzept integriert.

8. Stellenwert der Normung

Man kann sich zunächst berechtigt die Frage nach dem Stellenwert von Normen und Richtlinien stellen, zumal Normen im Allgemeinen per se keine unmittelbare Rechtskraft zukommt.

Allerdings – Normen gelten als Dokumentation des Standes der Technik. Sie können und werden daher in rechtlichen Angelegenheiten durchaus als Grundlage für juristische Gutachten herangezogen.

Normen sind teilweise auch als Abnahmerichtlinien definiert und können sinngemäß als Basis für die Erstellung von Lastenheften dienen.

Tabelle 12. VDI Richtlinien zum Thema Zustandsüberwachung

Wichtige VDI-Richtlinien zum Condition Monitoring	
VDI 3832	Körperschallmessungen zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen
VDI 3834	Messung und Beurteilung der mechanischen Schwingungen von Windenergieanlagen und deren Komponenten
Blatt 1	Windenergieanlagen mit Getriebe
Blatt 2**	Windenergieanlagen ohne Getriebe
VDI 3836	Messung und Beurteilung mechanischer Schwingungen von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen - Ergänzung von DIN ISO 10816-3
VDI 3839	Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen
Blatt 1	Allgemeine Grundlagen
Blatt 2	Schwingungsbilder für Anregungen aus Unwuchten, Montagefehlern, Lagerungsstörungen und Schäden an rotierenden Bauteilen
Blatt 3**	Typische Schwingungsbilder bei Dampf- und Gasturbinen
Blatt 4	Typische Schwingungsbilder bei Ventilatoren und Gebläsen für Gase
Blatt 5	Typische Schwingungsbilder bei elektrischen Maschinen
Blatt 6	Typische Schwingungsbilder bei Maschinensätzen in hydraulischen Kraftwerken
Blatt 7	Typische Schwingungsbilder bei Pumpen
Blatt 8	Typische Schwingungsbilder bei Kolbenmaschinen
VDI 4550	Schwingungsanalysen - Verfahren und Darstellung der Ergebnisse
Blatt 1	Begriffe und grundlegende Verfahren
Blatt 3	Multivariate Verfahren
** in Vorbereitung	

9. Zusammenfassung

Insgesamt steht ein umfangreiches, systematisch konzipiertes Normenwerk als Basis für Zustandsüberwachung, Instandhaltungs- und Reliabilitymanagement zur Verfügung. Ursprünglich vielleicht routinemäßiges Beiwerk, kann es heute als Wegbereiter eines modernen Condition Monitoring angesehen werden.

Hier noch einmal die wesentlichen Stichpunkte in Schlagworten:

- Umfassendes Normensystem
 - Vernetzung – national und international
 - Skalierbar
 - Betriebsüberwachung
 - ...
 - Asset Management
 - Entwicklungsbasis
 - agiles Management
 - Internet of Things (IoT)
 - Autonome Konzepte

Der hierarchische Aufbau des Normensystems wird in Bild 3 noch einmal verdeutlicht. Er beginnt mit der übliche Beurteilung im Zuge einer Betriebsüberwachung und kann Schritt für Schritt an steigende Anforderung angepasst werden.

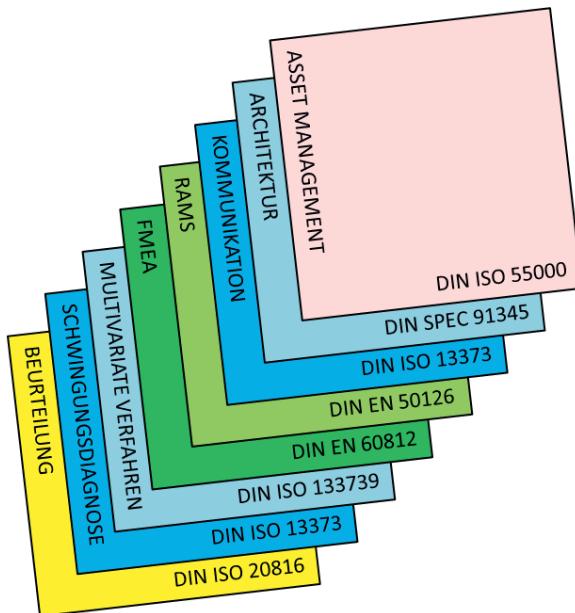


Bild 3. Der hierarchische Aufbau des Normensystems

Geräuschverhalten von Fahrwerksdämpfern: Korrelation zwischen subjektiver akustischer Wahrnehmung, Gesamtfahrzeug- und Prüfstandmessungen

Noise behavior of shock absorbers: correlation between subjective acoustic perception, whole vehicle and test- bench measurements

Dipl.-Ing. **Alexander Genzo**, Dipl.-Ing. **Franz-Josef Ertelt**,
Volkswagen AG, Wolfsburg

Kurzfassung

Fahrbahnerregte Fahrwerksgeräusche werden vom Kunden als störend wahrgenommen und treten im Gesamtfahrzeug wegen geringer werdender Überdeckungseffekte aus Triebsträngen stärker als in der Vergangenheit in den Vordergrund. Geräusche von Fahrwerksdämpfern, Polter- und Nockgeräusch, werden auf geeigneten Teststrecken reproduzierbar nachgestellt, subjektiv akustisch beurteilt und messtechnisch im Gesamtfahrzeug erfasst. Die objektiven Messdaten, Luftschall im Fahrzeuginnenraum und Körperschall am Fahrwerksdämpfer und der Karosserie werden mit der subjektiven akustischen Wahrnehmung und Messdaten vom Dämpferprüfstand verglichen. Aufgrund der guten Übereinstimmung von subjektiver akustischer Wahrnehmung und Messdaten aus Gesamtfahrzeug- und Prüfstandmessungen stellt der Dämpferprüfstand ein geeignetes Mittel zur Charakterisierung und Optimierung des NVH-Verhaltens von Fahrwerksdämpfern dar und wird zur Untersuchung von Dämpfergeräuschen eingesetzt.

Abstract

Road noise from suspension is experienced as disturbing by the customer and will be more present in the whole vehicle than in the past due to missing masking effects from drive lines. Shock absorber noise, chuckle and clatter noise, is reproduced repeatable on proving grounds, assessed subjectively to achieve an acoustic perception and recorded in whole vehicle measurements. The recorded measurement data, airborne noise in the vehicle interior and structure borne noise of shock absorbers and car body are correlated with the subjective acoustic perception and the measurement results from a shock absorber test bench. Due to the good agreement of subjective acoustical perception and recorded data in whole vehicle and test bench measurements, the test bench represents a suitable tool to characterize

and optimize the NVH-behavior of shock absorbers and is applied to investigate shock absorber noise.

1. Einleitung

Eine Geräuschquelle im Fahrwerk stellen die Fahrwerksdämpfer dar. Um vom Kunden im Fahrzeuginnenraum wahrnehmbare, subjektiv als störend empfundene Dämpfergeräusche reproduzierbar nachzustellen und zu objektivieren, werden Fahrversuche und Gesamtfahrzeugmessungen auf geeigneten Teststrecken durchgeführt. Während der Gesamtfahrzeugmessungen werden zeitsynchron Luftschall im Fahrzeuginnenraum und Körperschall in Form von Beschleunigungen an den Fahrwerksdämpfern sowie deren Anbindungspunkten zu Karrosserie und Fahrwerk gemessen.

Im Folgenden wird anhand eines Vergleichs der Messergebnisse von subjektiv unauffälligen und auffälligen Fahrwerksdämpfern aus dem Fahrversuch gezeigt, dass der gemessene Luftschall im Fahrzeuginnenraum gut mit der subjektiven Geräuschwahrnehmung übereinstimmt und dass Luftschall im Fahrzeuginnenraum und an der Kolbenstange von Fahrwerksdämpfern gemessene Beschleunigung gut miteinander korrelieren und gut reproduzierbar messbar sind. Damit lassen sich die Kolbenstangenbeschleunigungen zur Unterscheidung subjektiv unauffälliger und auffälliger Fahrwerksdämpfer und zur Charakterisierung der Geräuschquelle Fahrwerksdämpfer einsetzen. Der qualitative Vergleich von Messergebnissen der Kolbenstangenbeschleunigungen aus Fahrversuch und vom Dämpferprüfstand zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung. Daher ist Dämpferprüfstand ein geeignetes Mittel zur Charakterisierung und Optimierung des Schwingungs- und Geräuschverhaltens von Fahrwerksdämpfern rechtfertigt.

2. Teststrecke wellige Teerstraße

Für die Beurteilung des Geräuschverhaltens von Fahrwerksdämpfern unter kundennahen Randbedingungen im Fahrbetrieb wird eine Teststrecke, die als wellige Teerstraße bezeichnet wird, verwendet. Das Unebenheitsprofil der welligen Teerstraße in Fahrtrichtung und auch quer zur Fahrtrichtung ist regellos, uneben und hat den Charakter einer schlechten Landstraße. Das Unebenheitsspektrum der welligen Teerstraße enthält langwellige Fahrbahnunebenheiten mit großen Unebenheitsamplituden, denen mittel- und kurzwellige Fahrbahnunebenheiten mit kleinen Unebenheitsamplituden überlagert sind. Aus den Wellenlängen der Fahrbahnunebenheiten in Fahrtrichtung und der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs ergeben sich nach

$$\text{Anregungsfrequenz [Hz]} = \frac{\text{Fahrgeschwindigkeit [m/s]}}{\text{Wellenlänge [m]}}$$

fahrgeschwindigkeitsabhängige Anregungsspektren für Fahrwerk und Fahrwerksdämpfer. Der Frequenzbereich relevanter Fahrwerksanregungen für die Geräuschbeurteilung von Fahrwerksdämpfern liegt dabei zwischen 1 und 30Hz.

3. Fahrversuch für Subjektivbeurteilung und Gesamtfahrzeugmessung

Die Versuchsfahrten für Subjektivbeurteilung und Gesamtfahrzeugmessung werden so durchgeführt, dass ins Fahrzeug eingetragene Energie und Fahrtzeit näherungsweise konstant bleiben. Dazu ist es notwendig, das Versuchsfahrzeug

1. mit gleichbleibendem Beladungszustand, immer in derselben Fahrspur über die Fahrbahn der welligen Teerstraße zu bewegen,
2. mit konstanter Fahrgeschwindigkeit zu fahren, um reproduzierbare Kolbenstangengeschwindigkeiten und Anregungsspektren für Fahrwerk und Fahrwerksdämpfer sicherzustellen,
3. die gesamte Länge der Teststrecke von 600m auszunutzen.

Konstanter Energieeintrag in das Fahrzeug und gleichbleibende Fahrtzeiten für die Versuchsfahrten sowie die damit verbundenen gleichbleibenden Mittelungsdauern in den Auswertungen der Messergebnisse führen zu hoher Reproduzierbarkeit und Genauigkeit der Gesamtfahrzeugmessungen und geben den Fahrzeuginsassen bei der Subjektivbeurteilung ausreichend Zeit, sich einen umfassenden Eindruck von den im Fahrzeuginnenraum hörbaren Geräuschen zu verschaffen, Dämpfergeräusche von Klapper- und anderen Störgeräuschen zu trennen und Dämpfergeräusche nach den beiden subjektiven Bewertungskriterien Häufigkeit und Intensität zu charakterisieren.

3.2.3.1 Messtechnik, und Auswertung

Das Fahrzeug wird für die Messung des Luftschalls im Fahrzeuginnenraum, wie in Bild 1a zu sehen, mit 4 Mikrofonen an den Standardohrpositionen am Fahrer- und Beifahrerplatz sowie den Sitzplätzen hinten links und hinten rechts ausgerüstet. Zusätzlich wird der in Bild 1b abgebildete Kunstkopf auf derjenigen Sitzposition platziert, an der Dämpfergeräusche subjektiv am deutlichsten wahrnehmbar sind. Der Kunstkopf zeichnet den Luftschall gehörichtig auf und erlaubt eine anschließende binaurale Geräuschanalyse zum Abgleich mit der subjektiven Geräuschwahrnehmung im Fahrbetrieb. Die Zeitrohdaten der Luftschallmessergebnisse an Mikrofonen und Kunstkopf werden in Form von Campbell-Diagrammen mit der Zeit auf

der Abszisse, der Frequenz auf der Ordinate und dem A-bewerteten Luftschallpegel als Farbskala sowie mit über der Zeit gemittelten, A-bewerteten Fast Fourier Transformation (FFT) analysiert. Die A-Bewertung des Luftschalls hebt den Frequenzbereich von 150 bis 500Hz, in dem sich erfahrungsgemäß die Dämpfergeräusche befinden, gegenüber den übrigen, tieferfrequenten Fahrwerksgeräuschen hervor.

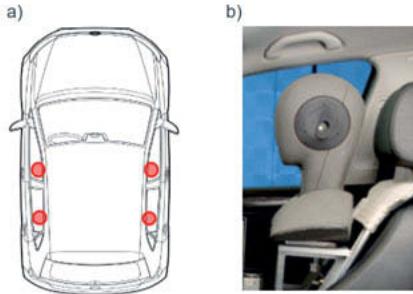


Bild 1: Luftschallmesspunkte im Fahrzeuginnenraum a) Standardohrpositionen; b) Kunstkopf.

Für die Charakterisierung des Fahrzeugdämpfers als Geräuschquelle und seines Übertragungsverhaltens über die Fahrwerks- und Karosserieanbindungen in den Fahrzeuginnenraum werden Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt, die den Körperschall lokal in allen 3 Raumrichtungen aufzeichnen. Die Messpunkte am Fahrwerksdämpfer sind, wie in Bild 2 zu sehen, platziert:

1. auf der Verschraubung des unteren Dämpferlagers, siehe Bild 2a,
2. auf dem Behälterrohr des Fahrwerksdämpfers, siehe Bild 2b,
3. auf der Kolbenstange des Fahrwerksdämpfers und an der Verschraubung des oberen Dämpferlager zur Karosserie, siehe Bild 2c.

Die Zeitrohdaten der Beschleunigungen werden ebenfalls in Form von Campbell-Diagrammen mit der Zeit auf der Abszisse, der Frequenz auf der Ordinate und der unbewerteten Amplitude als Farbskala sowie mit einer unbewerteten, über der Zeit gemittelten FFT analysiert. Die Abtastraten der Zeitrohdaten von Luft- und Körperschallmesspunkten sind identisch. Die Blocklängen für die Campbell-Diagramme und die gemittelte FFT werden so auf die Abtastraten abgestimmt, dass sich eine Frequenzauflösung von 1Hz ergibt.

Aufgrund der Mittelung über der Zeit werden den Frequenzlinien in den gemittelten FFT-Spektren Luftschallpegel und Beschleunigungsamplituden zugeordnet, die sowohl die Häufigkeit als auch die Intensität eines Luft- bzw. Körperschallereignisses widerspiegeln und

somit gut mit der subjektiven Geräuschwahrnehmung und den subjektiven Beurteilungskriterien Häufigkeit und Intensität vergleichbar sind.



Bild 2: Körperschallmesspunkte am Fahrwerksdämpfer an der Hinterachse eines Versuchsfahrzeugs: a) Verschraubung des unteren Dämpferlagers; b) Behälterrohr des Fahrwerksdämpfers; c) Kolbenstange des Fahrwerksdämpfers und Verschraubung des oberen Dämpferlagers.

3.3 Abgleich der Subjektivbeurteilung und objektiver Messergebnisse vom Luftschall im Fahrzeuginnenraum

In den Bildern 3a und 3b sind Campbell-Diagramme des A-bewerteten Luftschallpegels gemessen am linken Ohr eines Kunstkopfes abgebildet. Der Kunstkopf ist in Fahrzeug auf der Beifahrerposition platziert, siehe Bild 1b. Die Luftschallpegel wurden während der Überfahrt der welligen Teerstraße mit 30km/h aufgezeichnet. Bild 3a zeigt den Luftschallpegel subjektiv unauffälliger und Bild 3b den subjektiv auffälliger Fahrwerksdämpfer, die an der Hinterachse eines Versuchsfahrzeugs verbaut waren. In beiden Bildern kennzeichnen hellere Farbtöne höhere Luftschallpegel.

Die subjektiv unauffälligen Fahrwerksdämpfer zeigen gegenüber den subjektiv auffälligen während der gesamten Fahrzeit im Frequenzbereich zwischen 400 und 490Hz eine wesentlich geringere Häufigkeit an subjektiv störenden Luftschallereignissen, die einen A-bewerteten Luftschallpegel von 45dB(A) überschreiten. Der Vergleich zeigt, dass der A-bewertete Luftschallpegel geeignet ist, die in der subjektiven akustischen Wahrnehmung als unauffällig und auffällig bewerteten Fahrwerksdämpfer klar voneinander zu unterscheiden. Der A-bewertete Luftschallpegel kann daher eingesetzt werden, um die subjektive akustische Wahrnehmung zu objektivieren.

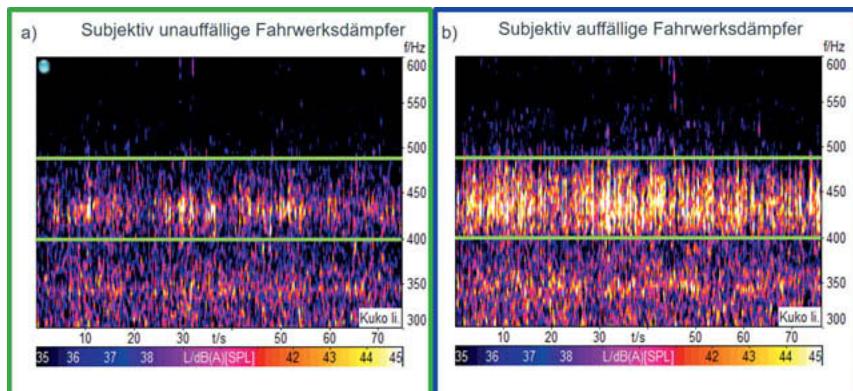


Bild 3: Luftschallpegel am linken Kunstkopfhoer: a) subjektiv unauffälliger Fahrwerksdämpfer; b) subjektiv auffälliger Fahrwerksdämpfer.

3.4 Zusammenhang von Luftschallpegel im Fahrzeuginnenraum und Kolbenstangenbeschleunigungen als objektive Beurteilungskriterien für das Geräuschverhalten von Fahrwerksdämpfern

Im Bild 4 sind die Campbell-Diagramme der Kolbenstangenbeschleunigungen in Fahrzeughochrichtung (Z-Richtung) für subjektiv unauffällige und auffällige Fahrwerksdämpfer an der Hinterachse eines Versuchsfahrzeuges abgebildet. Die Bilder 4a und 4b zeigen den Vergleich der Kolbenstangenbeschleunigungen für den Fahrwerksdämpfer auf der linken Fahrzeugseite und die Bilder 4b und 4d für den Fahrzeudämpfer auf der rechten Fahrzeugseite des Versuchsfahrzeuges. Die Kolbenstangenbeschleunigungen der subjektiv unauffälligen zeigen im Vergleich zu den subjektiv auffälligen Fahrwerksdämpfern im Frequenzbereich von 350 bis 500Hz eine wesentlich geringere Häufigkeit an Körperschallereignissen, die eine Amplitude von $0,8\text{m/s}^2$ überschreiten. Das gilt für die Beschleunigungen der Kolbenstange des Fahrwerksdämpfers auf der rechten und linken Fahrzeugseite. Die Kolbenstangenbeschleunigungen in Z-Richtung wurden zeitsynchron mit den in Bild 3 abgebildeten Abewerten Luftschallpegeln im Fahrzeuginnenraum aufgezeichnet. Die in Bild 3 im Frequenzbereich von 400 bis 490Hz abgebildeten Luftschallpegelerhöhungen im Fahrzeuginnenraum, stimmen zeitlich und von der Frequenzlage mit den in Bild 4 gezeigten Erhöhungen der Kolbenstangenbeschleunigungen in Z-Richtung im Frequenzbereich von 350 bis 500Hz überein. Die Luftschallpegelerhöhungen der subjektiv auffälligen Fahrwerksdämpfer in Bild 3 können somit auf Erhöhungen der Kolbenstangenbeschleunigungen an den subjektiv auffälligen Fahrwerksdämpfern in den Bildern 4b und 4d zurückgeführt werden. Diese Aussage lässt

sich anhand der Ergebnisse der gemittelten FTT-Spektren, die im Abschnitt 3.5 dargestellt werden, noch genauer darstellen und quantifizieren.

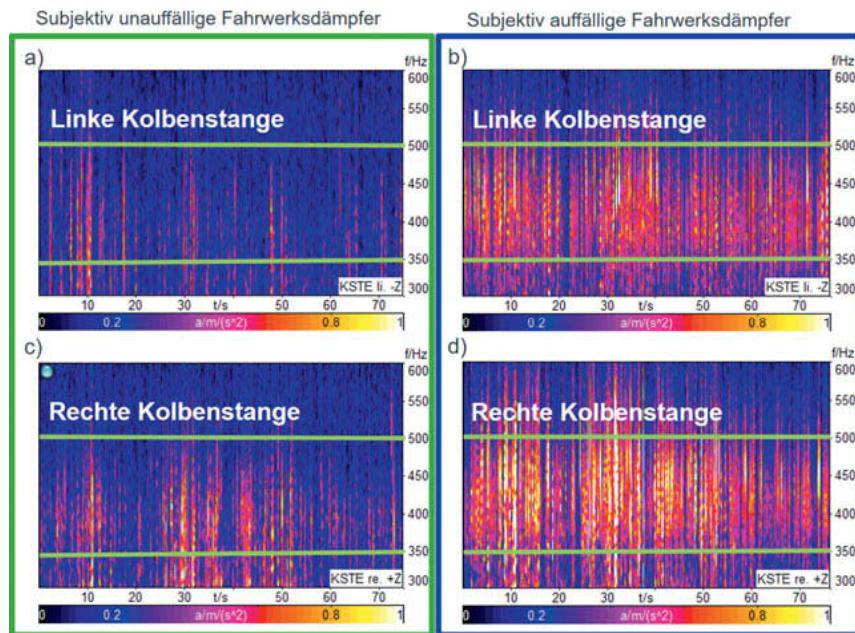


Bild 4: Beschleunigungsamplituden an den Kolbenstangen der Fahrwerksdämpfer hinten rechts und links in Fahrzeughochrichtung (Z-Richtung): a) Kolbenstange hinten links subjektiv unauffälliger Fahrwerksdämpfer; b) Kolbenstange hinten links subjektiv auffälliger Fahrwerksdämpfer; c) Kolbenstange hinten rechts subjektiv unauffälliger Fahrwerksdämpfer; d) Kolbenstange hinten rechts subjektiv auffälliger Fahrwerksdämpfer.

3.5 Reproduzierbarkeit von Luftschallmessungen im Fahrzeuginnenraum und Messungen der Kolbenstangenbeschleunigung im Fahrversuch

Zur Darstellung der Reproduzierbarkeit wird auf die über der Zeit gemittelten FFT-Spektren der Messgrößen Luftschallpegel im Fahrzeuginnenraum und Pegel der Kolbenstangenbeschleunigung an den Fahrwerksdämpfern der Hinterachse des Versuchsfahrzeuges zurückgegriffen, die in Bild 5 zu sehen sind. Die in den Diagrammen von Bild 5 dargestellten Einzelmessungen sind über einen Zeitraum von mehreren Monaten mit demselben Fahrzeug und den denselben Fahrwerksdämpfern durchgeführt worden.

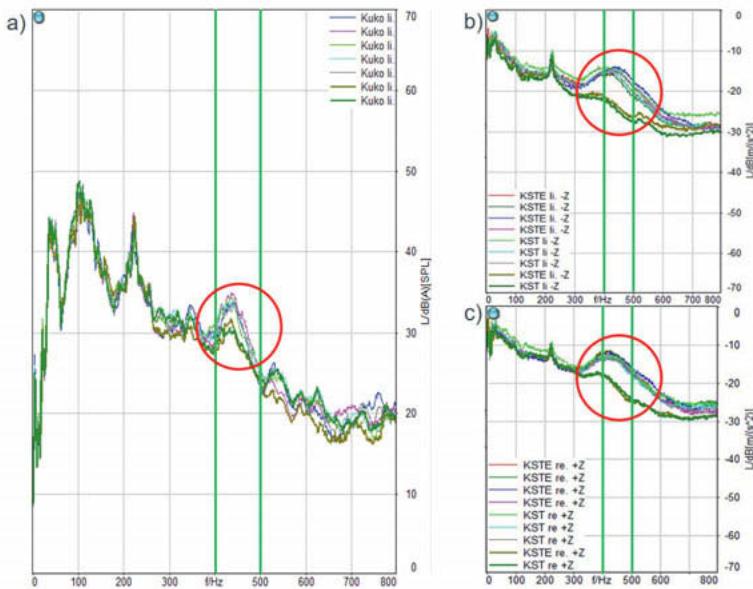


Bild 5: Reproduzierbarkeit von Messergebnissen im Fahrversuch: a) Luftschallpegel im Fahrzeuginnenraum gemessen am Kunstkopfohr links; b) Beschleunigungspegel an der Kolbenstange des Fahrwerksdämpfers hinten links im Versuchsfahrzeug in Z-Richtung; c) Beschleunigungspegel an der Kolbenstange des Fahrwerksdämpfers hinten rechts im Versuchsfahrzeug in Z-Richtung.

In Bild 5a ist im eingekreisten Bereich zu erkennen, dass die aufgezeichneten Luftschallpegel über alle Einzelmessungen hinweg gut reproduzierbar messbar sind und dass die A-bewerteten Luftschallpegel subjektiv unauffälliger und auffälliger Fahrwerksdämpfer gut von einander unterschieden werden können. Die Frequenzlage der Luftschallpegelmaxima, ca. 430Hz für unauffällige wie auffällige Fahrwerksdämpfer, und deren Höhe, ca. 30-31dB(A) für subjektiv unauffällige und ca. 34-35dB(A) für subjektiv auffällige Fahrwerksdämpfer, bleiben dabei über alle Einzelmessungen nahezu unverändert. Die Streuung von Frequenzlage und Pegelhöhe der Luftschallpegelmaxima ist für subjektiv unauffällige wie auffällige Fahrwerksdämpfer gering. In den Bildern 5b und 5c sind die aufgezeichneten Pegel der Kolbenstangenbeschleunigungen an den Fahrwerksdämpfern der Hinterachse des Versuchsfahrzeugs abgebildet. In den eingekreisten Bereichen der Bilder 5b und 5c ist zu erkennen,

dass die Pegel der Kolbenstangenbeschleunigung für subjektiv unauffällige und auffällige Fahrwerksdämpfer über alle Einzelmessungen hinweg gut reproduzierbar messbar sind und dass subjektiv unauffällige und auffällige Fahrwerksdämpfer gut voneinander unterscheidbar sind. Bei den Pegeln der Kolbenstangenbeschleunigungen sind nur geringe Streuungen von Höhe und Frequenzlage der Maxima zu erkennen. Die Maxima der Kolbenstangenbeschleunigungspegel liegen für die auffälligen Fahrwerksdämpfer auf der linken Fahrzeugseite bei etwa 450Hz, siehe Bild 5b, und auf der rechten Fahrzeugseite bei etwa 410Hz, siehe Bild 5c. Der maximale Kolbenstangenbeschleunigungspegel liegt für die auffälligen Fahrwerksdämpfer auf der linken Fahrzeugseite etwa bei -15dB, siehe Bild 5b, und für den rechten bei ca. -12dB, siehe Bild 5c. Damit zeigen die Frequenzlagen der Maximalpegel in den gemittelten FFT-Spektrien von Luftschall im Fahrzeuginnenraum (etwa 430Hz) und Kolbenstangenbeschleunigungen der Fahrwerksdämpfer an der Hinterachse des Versuchsfahrzeuges (zwischen 410 und 450Hz) eine sehr gute Übereinstimmung. Die Messergebnisse von Kolbenstangenbeschleunigungen in Z-Richtung und Luftschallpegeln am Kunstkopf sind gut reproduzierbar und stellen objektive Beurteilungskriterien zur Unterscheidung von subjektiv unauffälligen und auffälligen Fahrwerksdämpfern dar.

4. Messungen am Dämpferprüfstand

In Bild 6a ist der Prüfrahmen des Dämpferprüfstands abgebildet. Der Prüfrahmen besteht aus zwei massiven Säulen, die durch eine obere und untere Traverse miteinander verbunden sind. Der Prüfrahmen ist auf einem schwingungsisolierten Maschinenfundament aufgestellt. An der oberen Traverse ist eine Kraftmessdose zur Messung von Dämpferkräften angebracht. Die obere Traverse ist verfahrbar, um Dämpfer verschiedener Systemlängen aufnehmen zu können. An der unteren Traverse ist ein Hydraulikzylinder als Schwingungserreger installiert. Zur Messung ihres dynamischen Verhaltens werden Fahrwerksdämpfer unter realitätsnahen Randbedingungen im Prüfrahmen aufgenommen. Der Kraftfluss über unteres und oberes Dämpferlager am Dämpferprüfstand entspricht der Situation im Fahrzeug. Der Hydraulikzylinder wird über Servoventile mit großer dynamischer Nachfahrgüte angesteuert und ist in der Lage sowohl synthetische Anregungssignale wie beispielsweise harmonische Weganregungen, als auch stochastische Anregungssignale, wie zum Beispiel die Weganregung der welligen Teerstraße, auf die Fahrwerksdämpfer aufzubringen. Die Antwort der Fahrwerksdämpfer auf die Weganregungen wird mit Hilfe von Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet, die an Kolbenstange und Behälterrohr angebracht sind. Weitere Beschleunigungsaufnehmer zeichnen Anregungsbeschleunigung an der unteren Traverse und Beschleunigung an der Verschraubung des oberen Dämpferlagers zur Kraftmessdose auf.

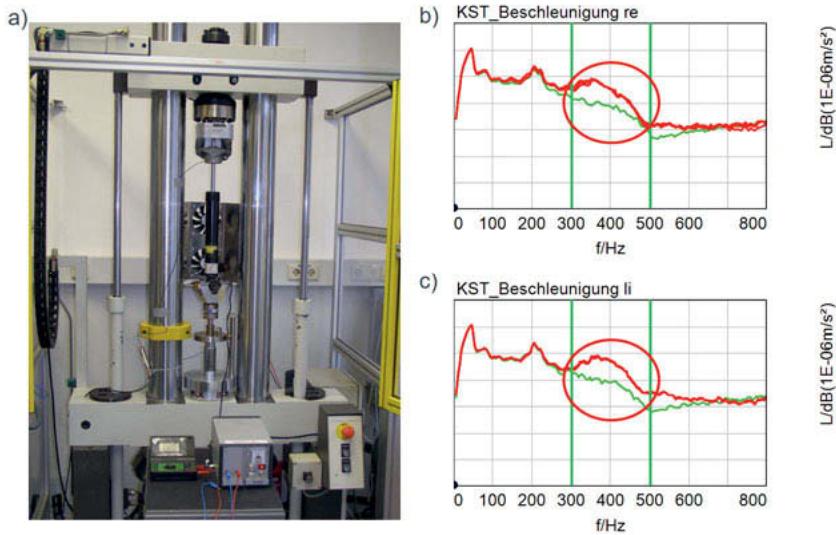


Bild 6: Dämpferprüfstand: a) Prüfrahmen; b) Kolbenstangenbeschleunigung hinten links aus dem Versuchsfahrzeug; c) Kolbenstangenbeschleunigung hinten rechts aus dem Versuchsfahrzeug.

In den Bildern 6b und 6c sind die am Dämpferprüfstand gemessenen Kolbenstangenbeschleunigungen der Fahrwerksdämpfer hinten links und hinten rechts aus dem Versuchsfahrzeug zu sehen. Analog zum Fahrversuch sind auch in den Prüfstandergebnissen der Fahrwerksdämpfer hinten links und hinten rechts deutliche Unterschiede in den maximalen Kolbenstangenbeschleunigungen im Frequenzbereich von 300 bis 500Hz zwischen den subjektiv unauffälligen (helle/grüne Kurven) und auffälligen (dunkle/rote Kurve) Fahrwerksdämpfern zu erkennen. Eine Unterscheidung von subjektiv unauffälligen und auffälligen Fahrwerksdämpfern ist damit auch mit Hilfe der Messergebnisse vom Dämpferprüfstand eindeutig möglich. Die qualitative Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen aus Fahrversuch und vom Dämpferprüfstand ist zufriedenstellend; die Maxima der Kolbenstangenbeschleunigungen von linkem und rechtem Fahrwerksdämpfer am Dämpferprüfstand liegen bei etwa 350Hz, siehe Bilder 6b und 6c, und weichen vom Fahrversuch, in dem die Maxima bei etwa 400Hz liegen, ab, siehe Bilder 5b und 5c. Die Ursache für die Frequenzunterschiede der maximalen Kolbenstangenbeschleunigungen aus Fahrversuch und vom Dämpferprüfstand ist derzeit in Untersuchung.

5. Zusammenfassung

Die Teststrecke und die notwendigen Randbedingungen für die Durchführung von reproduzierbaren Subjektivbeurteilungen und Gesamtfahrzeugmessungen wurden vorgestellt. Anhand der Campbell-Diagramme und gemittelten FFT-Spektren als Ergebnisse aus den Gesamtfahrzeugmessungen konnte bestätigt werden, dass der im Fahrzeuginnenraum gemessene, A-bewertete Luftschallpegel zur Unterscheidung von subjektiv unauffälligen und auffälligen Fahrwerksdämpfern geeignet ist und dass ein starker Zusammenhang zwischen den Pegelerhöhungen im A-bewerteten Luftschall und der am Fahrwerksdämpfer gemessenen Kolbenstangenbeschleunigungen besteht. Daher können diese beiden Messgrößen verwendet werden, um die subjektive akustische Wahrnehmung zu objektivieren. Mit den gemessenen Kolbenstangenbeschleunigungen vom Dämpferprüfstand können subjektiv unauffällige und auffällige Fahrwerksdämpfer ebenfalls eindeutig voneinander getrennt werden. Der Vergleich mit den im Fahrversuch gemessenen Kolbenstangenbeschleunigungen zeigt, trotz der Unterschiede in der Frequenzlage der Beschleunigungsmaxima, eine zufriedenstellende Übereinstimmung. Daher ist der Einsatz des Dämpferprüfstandes zur Charakterisierung des Schwingungs- und Geräuschverhaltens von Fahrwerksdämpfern sinnvoll.

Mit dem Dämpferprüfstand ist es möglich, das Schwingungs- und Geräuschverhalten von Fahrwerksdämpfern zeitsparend zu analysieren und ein Verständnis der physikalischen Wirkmechanismen zu entwickeln, die in den Ventilsystemen von Fahrwerksdämpfern zur Geräuschentstehung führen. Zeitintensive und aufwendige Fahrversuche und Gesamtfahrzeugmessungen können dadurch an das Ende von Entwicklungsschleifen verschoben und dienen der Validierung der Optimierungsergebnisse im Fahrzeug sowie der Verfeinerung des Messverfahrens am Dämpferprüfstand. Ferner bietet der Dämpferprüfstand die Möglichkeit, die akustische Qualität im Entwicklungs- und Serienproduktionsprozess sowohl im eigenen Haus als auch beim Zulieferer zu überprüfen. Für die Zukunft können die Messergebnisse vom Dämpferprüfstand verwendet werden, um Berechnungsmodelle zu entwickeln, die in der Lage sind, das Schwingungs- und Geräuschverhalten von Fahrwerksdämpfern vorherzusagen.

Messung hochfrequenter In-Plane-Schwingungen mittels Laservibrometrie in räumlich eingeschränkten Umgebungen

**Oliver Hagedorn, M.Sc., Daniel Pielsticker, M.Sc.,
Dr.-Ing. Tobias Hemsel, Prof. Dr.-Ing. Walter Sextro,**
Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Universität Paderborn

Kurzfassung

Das strukturdynamische Verhalten des Untergrunds (Substrat) spielt bei ultraschallbasierten Fügeverfahren, wie dem Ultraschalldickdrahtboden (USB) oder Ultraschallschweißen (USS), in der Leistungshalbleiterelektronik eine große Rolle. Die in diesen Reibschweißverfahren genutzten Anregungsfrequenzen liegen typischerweise bei 20 kHz bis 100 kHz. Bei diesen Frequenzen werden Schwingungsamplituden im Bereich von 10 µm (USB) bis zu 50 µm (USS) an der Werkzeugspitze erreicht. In beiden Fällen stellt die in die Fügestelle eingebrachte Reibarbeit ein wichtiges Kriterium für den Verbindungsauflauf dar. Da die Ultraschallschwingungen beim USB sowie USS parallel zur Substratoberfläche aufgebracht werden, ist eine Messung der planaren Substratschwingung nah an der Fügestelle von besonderem Interesse. Diese Substratschwingungen während des Prozesses können die Relativverschiebung zwischen den Verbindungspartnern (Substrat und Draht) reduzieren und dadurch die umgesetzte Reibarbeit verringern.

Sogenannte In-Plane- oder 3D-Vibrometer, die senkrecht zur Oberfläche positioniert werden, messen mittels zweier oder dreier Laserstrahlen die Oberflächengeschwindigkeit. Dabei messen In-Plane-Vibrometer die Oberflächengeschwindigkeit tangential zur Oberfläche. 3D-Vibrometer sind in der Lage die Geschwindigkeiten in den drei Raumrichtungen zu messen. Der Winkel zwischen den Laserstrahlen und damit der Abstand zur Oberfläche ist bei 3D-Vibrometern fest vorgegeben. Beim USB liegen nur wenige Zentimeter zwischen der Fügestelle und dem Bondkopf, dadurch ist der Einsatz solcher Vibrometer im Bond- oder Schweißautomaten aus Platzgründen problematisch. Auch 3D-Scanningvibrometer können nur bedingt eingesetzt werden, da für die Positionierung der drei Messköpfe kaum Platz zur Verfügung steht. In diesem Beitrag wird vorgestellt, wie basierend auf Erfahrungen in der Entwicklung neuartiger Messmethoden in der Laservibrometrie [1] mithilfe eines Spiegels zur Umlenkung der Laserstrahlen auch an schwer zugänglichen Positionen planare Schwingungen mittels In-Plane-

und 3D-Vibrometrie vermessen werden können. Die Validität der Messungen über den Spiegel wird durch Vergleichsmessungen nachgewiesen. Zudem wird ein Vergleich der bisherigen Messmethode von Substratschwingungen beim USB mit der Umlenkung des 3D-Vibrometers präsentiert.

1. Einleitung

Die ultraschallbasierten Fügeverfahren Ultraschalldickdrahtboden (USB) sowie Ultraschallschweißen (USS) sind vielfach angewandte Verfahren der Aufbau- und Verbindungstechnik in der Fertigung von Leistungshalbleitermodulen. Diese finden unter anderem Verwendung als Wechselrichter bzw. Frequenzumrichter in Elektrofahrzeugen oder Windkraftanlagen. Während beim USB Drähte mit Durchmessern von 300-500 μm aus Kupfer oder Aluminium verwendet werden, um die Substrate mit den Leistungshalbleitern (z. B. IGBTs oder Dioden) zu kontaktieren, wird das USS hauptsächlich für die Kontaktierung der Steuer- und Laststromabnahmen verwendet, welche einen deutlich größeren Querschnitt haben. Der grundsätzliche Verbindungsprozess ist nahezu identisch und wird im Folgenden am Beispiel des Bondens vorgestellt. In Bild 1 ist der Transducer mit den piezoelektrischen Keramiken dargestellt.

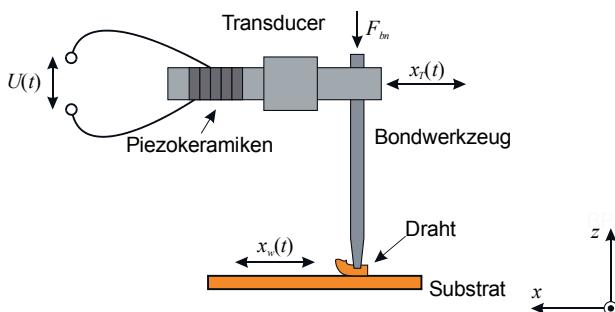


Bild 1: Vereinfachte Darstellung der Komponenten für den Ultraschalldrahtbondprozess angelehnt an [4] bestehend aus Transducer, Bondwerkzeug, Draht und Substrat. Durch Anlegen der Spannung $U(t)$ wird der Transducer ausgelenkt und versetzt das Bondwerkzeug in Schwingungen, wodurch der Draht unter der Bondnormalkraft F_{bn} auf dem Substrat die Schwingung $x_w(t)$ ausführt.

An der Spitze des Transducers befindet sich das Bondwerkzeug. Durch Anlegen einer Wechselspannung $U(t)$ an den Keramiken wird die Schwingung $x_f(t)$ erzeugt. Gleichzeitig wird der Draht durch das Bondwerkzeug mit der Bondnormalkraft F_{bn} belastet. Durch die Anregung des

Bondwerkzeugs und die Bondnormalkraft wird der Draht deformiert und führt eine Bewegung $x_w(t)$ auf dem Substrat aus, bis Draht und Substrat verschweißt sind. Ein großer Vorteil des Verfahrens besteht darin, dass die Fügepartner zur Verbindungsbildung nicht aufgeschmolzen werden müssen, wodurch die empfindlichen mikroelektronischen Bauteile geschont werden. Der Bond- bzw. Schweißprozess führt zu einer stoffschlüssigen Verbindung der Fügepartner. Beide Verfahren sind seit Jahrzehnten gängige Praxis in der Industrie, die exakten Mechanismen, die zur Verbindungsbildung führen, sind jedoch noch nicht gänzlich durchdrungen und noch immer im Fokus der Forschung. Ein wichtiger Aspekt, welcher zur Verbindung führt, ist die Relativbewegung der beiden Fügepartner [5].

Während des Prozesses wird das Substrat aufgrund der Bondnormalkraft und der eingeleiteten Ultraschallschwingung sowohl normal (Out-of-Plane) als auch tangential zur Oberfläche (In-Plane) zu Schwingungen angeregt. Besonders die In-Plane Schwingungen können dabei zu einer Verringerung der Relativbewegung führen und somit den Prozess negativ beeinflussen. Um diese hochfrequenten Schwingungen berührungslos zu messen, wird die sogenannte Laser-Doppler-Vibrometrie eingesetzt. Mit herkömmlichen Messmethoden, welche auf der Out-of-Plane Vibrometrie beruhen, sind die In-Plane-Schwingungen des Substrats nicht direkt messbar, sondern müssen über eine Out-of-Plane Messung an der Kante des Substrates abgeschätzt werden. Da diese Kante je nach Substrat sehr weit von der eigentlichen Bondstelle entfernt sein kann, liefert dieses Messverfahren Ergebnisse die nur näherungsweise die Schwingung an der Bondposition wiedergeben. Zudem ist die Substratkante beim Bonden von Leistungshalbleitermodulen nicht zugänglich, da diese durch einen Kunststoffrahmen verdeckt wird.

Zunächst wird im folgenden Kapitel das Prinzip der Laser-Doppler-Vibrometrie erläutert und die Funktionsweisen von 3D-Vibrometern sowie In-Plane-Vibrometern beschrieben. Anschließend wird der Versuchsaufbau zum Vergleich der Messungen über einen Spiegel mit beiden Vibrometern vorgestellt. Darauf folgen der Aufbau und die Messung der Oberflächenschwingungen im Bondautomaten. Im letzten Kapitel wird eine Zusammenfassung gegeben und ein Ausblick auf die Anwendungen des vorgestellten Messprinzips gewährt.

2. Laser-Doppler-Vibrometrie

Die Schwingungsmessung mittels Laser-Doppler-Vibrometrie ermöglicht eine berührungslose Messung von Vibrationen, ohne eine zusätzliche Masse auf die zu untersuchende Struktur aufbringen zu müssen, wie es z.B. bei Beschleunigungsaufnehmern der Fall wäre. Eine solche

Masse kann besonders bei den kleinen und leichten Strukturen die dynamischen Eigenschaften stark beeinflussen und so die Messung verfälschen. In Bild 2 ist der schematische Aufbau eines Heterodyninterferometers dargestellt, auf dem das Laser-Doppler-Vibrometer basiert.

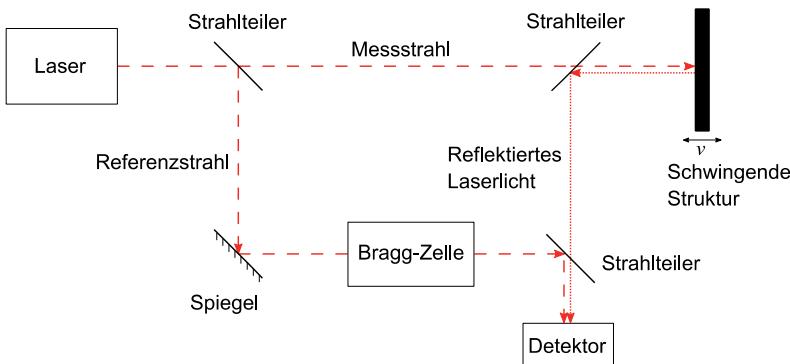


Bild 2: Schematischer Aufbau eines Heterodyninterferometers zur Messung von Out-of-Plane Vibratiornen

Zunächst wird der Strahl eines HeNe-Lasers (Wellenlänge $\lambda = 633$ nm) durch einen Strahlteiler in Mess- und Referenzlaser aufgeteilt. Der Messstrahl wird auf die zu untersuchende Struktur gerichtet und bei einer Oberflächenbewegung über den Doppler-Effekt in der Frequenz verändert. Um die Richtung der Bewegung auflösen zu können wird die Frequenz des Referenzlaser mithilfe eines akustooptischen Modulators (Bragg-Zelle) minimal verschoben ($f_B = 40$ MHz). Das von der schwingenden Struktur diffus reflektierte Laserlicht interferiert mit dem internen Referenzstrahl. Das resultierende Signal am Detektor ist in seiner Intensität mit der Frequenzdifferenz

$$\Delta f = f_B + 2 \frac{v}{\lambda} \quad (1)$$

moduliert, wodurch eine Dekodierung der Oberflächengeschwindigkeit v durch die Elektronik ermöglicht wird.

2.1 3D-Vibrometrie

Das 3D-Vibrometer nutzt drei separate Laser (left (L), right (R), top (T)), welche jeweils nach dem zuvor beschriebenen Verfahren arbeiten, um Geschwindigkeiten in jeder Richtungskomponente zu messen. Dazu werden die einzelnen Strahlen in einem definierten Winkel θ auf die Oberfläche gerichtet, siehe Bild 3. Aus den Geschwindigkeiten v_L , v_R und v_T in

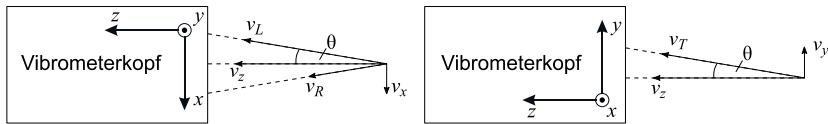


Bild 3: Darstellung der gemessenen Geschwindigkeitskomponenten v_L , v_R und v_T sowie der berechneten v_x , v_y und v_z des 3D-Vibrometerkopfs in vertikaler (links) und horizontaler Ansicht (rechts), die Laser treten jeweils unter dem Winkel θ aus dem Vibrometer aus [2]

Richtung der drei Laser ergeben sich die Geschwindigkeitskomponenten in Richtung der Koordinatenachsen

$$v_x = \frac{v_R - v_L}{2 \sin \theta} , \quad (2)$$

$$v_y = \frac{v_T - (v_z \cos \theta)}{\sin \theta} , \quad (3)$$

$$v_z = \frac{v_R + v_L}{2 \cos \theta} . \quad (4)$$

Aufgrund des festen Winkels θ ergibt sich eine feste Messdistanz zur Struktur, da die Strahlen auf der Oberfläche in einem Punkt fokussiert werden müssen. Darüber hinaus muss der Laserkopf exakt normal zur Oberfläche ausgerichtet werden. Daher ist der Einsatz in räumlich eingeschränkten Umgebungen ohne eine Umlenkung der Strahlen nicht möglich.

Ein wesentlicher Nachteil von Laservibrometern ist der Speckle-Effekt. Dieser Effekt tritt auf, wenn Strukturen mit Oberflächenrauhigkeiten in der Größenordnung der Wellenlänge des Lasers orthogonal zum auftreffenden Laser schwingen. Hierbei ändert sich das sogenannte „Speckle-Field“ im Messpunkt, was zu Phasensprüngen und Ausreißern im Vibrometersignal führen kann [6], [7].

2.2 In-Plane-Vibrometrie

Das In-Plane Vibrometer kann im Gegensatz zum 3D-Vibrometer nur eine Schwingungsrichtung messen. Es wird hier kein Referenzlaser im Vibrometerkopf zur Interferenz genutzt, sondern die beiden Messlaser interferieren auf der Oberfläche miteinander, wodurch auf ihr ein Interferenzmuster mit streifenförmigen Intensitätsminima und -maxima entsteht. Bei einer Bewegung der untersuchten Oberfläche wird die Intensität des zurückgestreuten Lichts moduliert. Dabei ist die Modulationsfrequenz direkt proportional zur Geschwindigkeit der Oberfläche. Da bei einem statischen Interferenzmuster jedoch keine Aussage zur Richtung der Schwingung

gemacht werden kann, wird ebenfalls im Heterodynverfahren ein Strahl durch eine Bragg-Zelle manipuliert. Aufgrund der resultierenden Frequenzdifferenz zwischen beiden Strahlen, bewegen sich die Intensitätsminima und -maxima des Interferenzmusters auf der Oberfläche, wodurch eine Auflösung der Schwingungsrichtung ermöglicht wird. Der reflektierte modulierte Strahl wird anschließend von der Optik in der Mitte des Vibrometerkopfes auf den Detektor fokussiert und das Signal von der Elektronik dekodiert um die Geschwindigkeit zu erhalten [3]. Wie beim 3D-Vibrometer ergibt sich ebenfalls ein fester Messabstand und somit Probleme für Messungen auf engem Raum wie z. B. im Bondautomat.

3. Versuchsaufbau

Zunächst wird ein einfacher Versuchsstand aufgebaut, um die Messung der Schwingungen über einen Spiegel mit Referenzmessungen zu vergleichen. Bild 4 zeigt den Aufbau und die verwendeten Komponenten exemplarisch für die Messungen der Geschwindigkeiten von Oberflächen mit dem CLV-3D (CLV) und dem Referenzvibrometer OFV-512 (OFV). Beide Vibrometer sind von der Firma Polytec.

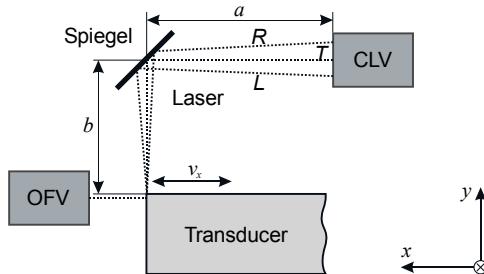


Bild 4: Versuchsaufbau für das CLV-3D-Vibrometer schematisch in vereinfachter Darstellung

Als Messobjekt dient ein Transducer, der auf eine Betriebsfrequenz von 23 kHz eingeregelt wird. Die Sonotrode führt dabei am Ende eine Longitudinalschwingung aus. Die Geschwindigkeiten des Sonotrodenendes werden durch das Referenz-Vibrometer an der Stirnseite gemessen. Das verwendete Referenzvibrometer ist ein faseroptisches Vibrometer OFV verbunden mit einem OFV-3000 Controller der Firma Polytec. Das CLV wird mit dem CLV-3000 Controller der Firma Polytec verwendet. Neben dem CLV wurden weitere Messungen mit einem In-Plane-Vibrometer LSV-060 (IPV) der Firma Polytec durchgeführt, das mit dem OFV-3300-2 Controller verbunden ist. Durch Verwendung des IPV ändert sich der in Bild 4 dargestellte

Versuchsaufbau. Das CLV wird durch das IPV ersetzt, wodurch der Laser T entfällt. Die Laserstrahlen werden durch einen polierten Edelstahlspiegel in einem Winkel von 45° umgelenkt und werden auf der Sonotrode fokussiert. Dazu muss die Summe der Distanzen a und b der Brennweite l des jeweiligen Vibrometers entsprechen. Die Schwingungsrichtung der Sonotrode liegt in x-Richtung des Vibrometers. Die Signale wurden mit einem Bandpassfilter dessen Eckfrequenzen bei 10 kHz und 27,6 kHz liegen, gefiltert. Bild 5 zeigt die aufgezeichneten Messergebnisse für IPV und CLV jeweils im Vergleich zum OFV.

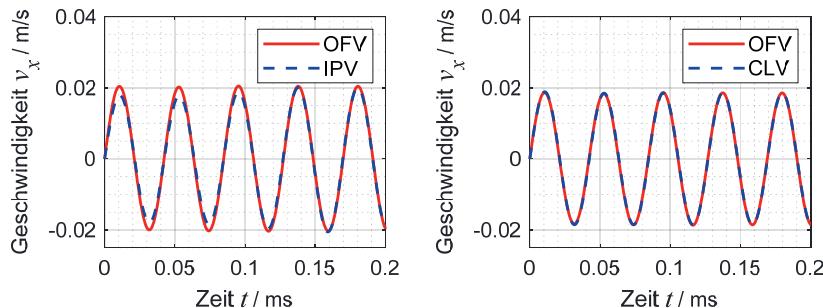


Bild 5: Messung der Schwingungen der Transducerstirnseite mit dem IPV (links) und dem CLV (rechts) im Vergleich zum OFV

Die gemittelte Abweichung zwischen den Amplituden des OFV und IPV liegt bei 3,9 %, bezogen auf die Maximalamplitude des OFV. Im Gegensatz dazu beträgt die Amplitudenabweichung bei Verwendung des CLV lediglich 0,06 %. Aufgrund der hohen Amplitudentreue wird das CLV für die nachfolgenden Messungen im Bondautomaten verwendet. Zudem hat das CLV den Vorteil, dass Schwingungen in drei Raumrichtungen gemessen werden können. Hierdurch können neben der Schwingung in Bondrichtung ebenfalls die Schwingungen normal zum Substrat aufgezeichnet werden. Ohne das CLV wären für diese Messgrößen zwei Vibrometer notwendig.

3.1 Messungen im Bondautomaten

Die Messung der Substratschwingungen während des Bondens werden in einem Bondjet 939 der Firma Hesse Mechatronics durchgeführt. Dazu wird das CLV mit der Linearführung, wie in Bild 6 dargestellt, im Bondautomaten platziert. Auf einer Vakuumaufnahme werden die Substrate positioniert. Der Bondkopf befindet sich in einem Abstand $h = 5$ cm über dem Substrat. Mit dem CLV wird über den Spiegel die Oberflächengeschwindigkeit vor der Bondposition (BP)

gemessen. Das OFV misst an der Seite des Substrates die Geschwindigkeit. Der Messpunkt des OFV und die Bondposition befinden sich in einem Abstand von $d_2 = 9,5$ mm.

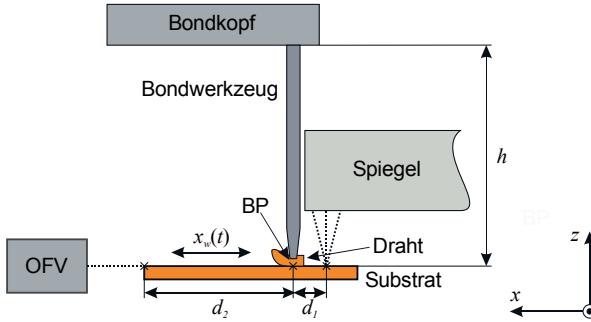


Bild 6: Schematischer Aufbau im Bondjet 939 zur Messung der Substratschwingungen an der Bondposition (BP), sowie Abstände d_2 und d_1 der Messpunkte von OFV und CLV von der Bondposition

Durch die Umlenkung der Messstrahlen des CLV ist es möglich in einem Abstand von $d_1 = 2$ mm zur Bondposition zu messen. Gebondet wurde mit einem 500 μm Kupferdraht bei einer Frequenz von 58,5 kHz auf einem Kupfersubstrat. Dazu wurde das Bondwerkzeug zunächst über der Bondposition herabgelassen, sodass es das Substrat nicht berührt. Anschließend wurden das OFV und CLV ausgerichtet. Zur Auswertung werden die Signale zunächst bandpassgefiltert. Die Eckfrequenzen des Filters liegen bei 40 kHz und 180 kHz, sodass die dritte Harmonische mitberücksichtigt wird, die charakteristisch für Reibung durch horizontale Relativbewegungen ist [8]. In Bild 7 sind die Ergebnisse der Schwingungsmessung dargestellt. Der Bondprozess dauert 300 ms. Während dieser Zeit nimmt die Amplitude der Substratschwingungen direkt vor der Bondposition, aufgezeichnet durch das CLV, kontinuierlich zu. Der Amplitudenanstieg ist durch die zunehmende Anbindung zwischen Draht und Substrat bedingt, was zur Folge hat, dass die durch das Bondwerkzeug auf den Draht eingeleitete Kraft stärker an das Substrat übertragen wird. Im Vergleich zur Oberflächengeschwindigkeit an der Bondposition in x-Richtung ist die Schwingungsamplitude an der Substratkante deutlich geringer. Zusätzlich fällt auf, dass im Vergleich zum Geschwindigkeitsverlauf an der Kante die Geschwindigkeiten der Oberfläche unsymmetrisch zur Zeitachse sind. Dies ist auf die zunehmende Anbindung zwischen Draht und Substrat zurückzuführen.

In Bild 7 rechts sind alle mit dem CLV aufgezeichneten Raumrichtungen aus der gleichen Messung aufgetragen. Das Lasersignal in y-Richtung, das sich in der Substratbene befindet, ist deutlich verrauscht.

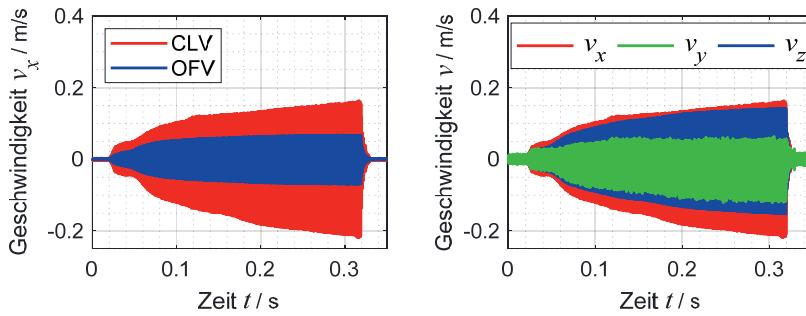


Bild 7: Gemessene Geschwindigkeiten am Substrat, Vergleich CLV in x-Richtung und OFV (links), sowie alle drei Raumrichtungen gemessen durch CLV (rechts)

Das Rauschen ist bedingt durch das Messsignal des Lasers T. Die Schwingung in y-Richtung sind sehr klein und nur ein Teil des reflektierten Lasers T gelangt zum Detektor zurück. Deshalb sollte die Messung der Hauptschwingungsrichtung in x-Richtung des CLV erfolgen. In z-Richtung, normal zum Substrat, ist ein symmetrischer Verlauf zur Zeitachse erkennbar. Da die Berechnung der Geschwindigkeit nur auf den Lasern L und R basiert, ist der Verlauf wie bei der Messung in x-Richtung rauscharm.

Es wird deutlich, dass sowohl In-Plane als auch Out-of-Plane Schwingungen im Bondprozess eine Rolle spielen, da die Schwingungsamplitude in z-Richtung ähnlich ausgeprägt ist, wie die in x-Richtung. So können zu große Schwingungen in z-Richtung ebenfalls zu einer Schädigung des Substrats führen. Ursache ist die Biegeschwingung des Bondwerkzeugs.

4. Zusammenfassung

In diesem Bericht wurden ein Versuchsaufbau und Ergebnisse vorgestellt, welche anhand des Ultraschalldrahtbondens zeigen, dass durch die Umlenkung der Laserstrahlen von In-Plane und 3D-Vibrometer die Oberflächenschwingungen gemessen werden können. Dazu wurden in einem Vorversuch die Schwingungen eines Ultraschalltransducers an der Sonotroden spitze vermessen und mit Referenzmessungen verglichen. Die gemessenen Schwingungsamplituden zeigten im Vergleich zum OFV eine Abweichung von nur 3,9 % beim IPV und 0,06 % beim CLV. Anschließend wurden Messungen beim Drahtbonden durchgeführt, um die Substratschwingungen während des Bondprozesses aufzuzeichnen. Die Ergebnisse zeigen deutliche Unterschiede der Schwingungsamplituden zwischen den Messpunkten an der Bondposition

und der Substratkante. Damit ermöglicht die Methode eine genauere Messung der auftretenden Schwingungen und Aufzeichnung von Effekten, die durch zu große Abstände von der Bondposition nicht gemessen werden können.

Mit der hier vorgestellten Methode ist es beispielsweise möglich Oberflächenschwingungen während des Bondens auf Chips oder in Halbleitermodulen zu messen. Dabei ist es nicht mehr notwendig nah an der Substratkante zu bonden. Vor allem beim Bonden in Modulen mit Rahmen ist die Zugänglichkeit zur Substratkante nicht gegeben, sodass eine Bearbeitung des Modulrahmens notwendig ist.

5. Literatur

- [1] DE: 102010033951B1
- [2] Polytec Preliminary User Manual 3D Laser Vibrometer (CLV-3000, CLV-3D), Handbuch, Polytec, Waldbronn Polytec GmbH 2001
- [3] Polytec In-Plane Vibrometer OFV-3300-2 with LSV-060 Sensor, Handbuch, Polytec, Waldbronn Polytec GmbH 1998
- [4] Schemmel, R., Hemsel, T., Sextro, W.: Numerical and Experimental Investigations in Ultrasonic Heavy Wire Bonding. 6th European Conference on Computational Mechanics (ECCM 6), 2018, S. 1-12
- [5] Long, Y., Twiefel, J., Wallaschek, J.: A review on the mechanisms of ultrasonic wedge-wedge bonding. Journal of Materials Processing Technology 245, 2017, S. 241-258
- [6] Tatar, K., Gren, P.: Estimation of the in-plane vibrations of a rotating spindle, using out-of-plane laser vibrometry measurements. Mechanical Systems and Signal Processing 72-73, 2016, S. 660-666
- [7] Dräbenstedt, A.: Quantification of Displacement and Velocity Noise in Vibrometer Measurements on transversely moving or rotating Surfaces. Proceedings of SPIE – The International Society for Optical Engineering 6616, 2007
- [8] Pfeiderer, Klaus: Frequenzkonversion aufgrund nichtlinearer akustischer Phänomene Grundlagen und Anwendung zur defektselektiven zerstörungsfreien Prüfung. Stuttgart, Universität, Dissertation, 2006

Anwendung der elastischen Mehrkörpersimulation zur Berechnung von Körperschallgrößen in elektrischen Triebfahrzeugen

Dipl.-Ing. **Sascha Noack**, Dipl.-Ing. **Johannes Woller**,
Prof. Dr.-Ing. **Michael Beitelschmidt**, Professur für Dynamik und
Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik,
Technische Universität Dresden

Diese Untersuchung wurde finanziert von BOMBARDIER TRANSPORTATION GmbH

Kurzfassung

Vorgestellt wird die Modellbildung eines elektrischen Triebzugs unter Nutzung der elastischen Mehrkörpersimulation (EMKS) zum Zweck der Körperschallmodellierung. Dazu wird die eingesetzte Modellierungsmethode erläutert und deren Umsetzung am Beispiel des Schienenfahrzeugs in der kommerziellen Software SIMPACK beschrieben. Anhand einer Variation des anliegenden Lastmoments im Simulationsmodell wird dessen Einfluss auf die Körperschallanregung im Getriebe diskutiert. Abschließend werden die Simulationsergebnisse Messergebnissen einer Betriebsmessung gegenübergestellt und Ursachen für auftretende Abweichungen diskutiert.

1. Einleitung

Der Körperschalleintrag aus dem Antriebssystem bestimmt insbesondere bei transienten Fahrmanövern das wahrgenommene Innenraumgeräusch von modernen Triebfahrzeugen [1]. Eine vertiefte Betrachtung der Körperschallentstehung und -übertragung im Schienenfahrzeug ist daher von großer Bedeutung. In einem gemeinsamen Forschungsprojekt der PROFESSUR FÜR DYNAMIK UND MECHANISMENTECHNIK der TU DRESDEN und BOMBARDIER TRANSPORTATION wird derzeit die Möglichkeit der Modellbildung des Schwingungsverhaltens eines Elektrotriebzuges bis in den akustischen Frequenzbereich untersucht. Die Modelle sollen der Vorhersage und Verminderung der in den Innenraum des Zuges eingeleiteten Körperschallleistung dienen.

2. Körperschallsimulation in der Schienenfahrzeugtechnik unter Anwendung der elastischen Mehrkörpersimulation

Zur Analyse der Fahrdynamik sowie niederfrequenter Schwingungen (0 – 30 Hz) im Hinblick auf Fahrkomfort von Schienenfahrzeugen hat sich die Methode der Mehrkörpersimulation (MKS) etabliert. Dabei wird das Fahrzeug in eine definierte Anzahl starrer Körper unterteilt, deren Freiheitsgrad zueinander und bezüglich der Umgebung durch Gelenke festgelegt wird

und zwischen denen über masselose Kraftkoppelemente Kräfte wirken können. Ein großer Vorteil der MKS, beispielsweise gegenüber der Finite-Elemente-Methode (FEM), ist die Möglichkeit nichtlineare Systemeigenschaften im Zeitbereich abzubilden. Dies gelingt durch computergestütztes Lösen von Differentialgleichungssystemen mithilfe der numerischen Zeitschrittintegration. Um den Gültigkeitsbereich der MKS-Modelle bis in den akustischen Frequenzbereich zu erweitern, muss das strukturdynamische Verhalten der an der Körperschallweiterleitung beteiligten Bauteile über die Integration von flexiblen Körpern berücksichtigt werden. Dies geschieht in der elastischen Mehrkörpersimulation (EMKS) in der Regel über die Methode des bewegten Bezugssystems, bei der die Bewegung der Körper als eine Überlagerung von Referenzbewegung und linear elastischer Verformung dargestellt wird. Zur Reduktion des oft sehr großen Freiheitsgrades der mithilfe der FEM erstellten Modelle elastischer Körper verwendet diese Methode eine modale Beschreibung des Systems und eine, dem Problem angepasste, Auswahl an Eigenformen [2]. Messtechnische Untersuchungen am zu modellierenden Schienenfahrzeug haben gezeigt, dass der Innenraumschallpegel durch Signalanteile unterhalb von 1000 Hz dominiert wird [3]. Zur Darstellung des für den Fahrgastraum des Schienenfahrzeugs relevanten Körperschalls wird daraus abgeleitet der Zielfrequenzbereich von 20 – 1000 Hz festgelegt. Bei der modalen Repräsentation von flexiblen Körpern reicht es daher, aufgrund der Notwendigkeit der Recheneffizienz, Moden bis 2000 Hz zu berücksichtigen. Neben der Darstellung des Verformungsverhaltens körperschallführender Körper ist für die korrekte Modellierung des Körperschalls eine Erweiterung der Modellierungstiefe um komplexere nichtlineare, räumlich aufgelöste Kraftkoppelemente und die Modellierung der relevanten Anregungsmechanismen notwendig. Das beschriebene Vorgehen ist, neben der hier vorgestellten Anwendung im Schienenfahrzeugsektor, Gegenstand aktueller Forschung zu Körperschall in der Automobil- und Windindustrie [4][5]. In [6] wird anhand eines akademischen Beispiels die grundsätzliche Funktionalität der Modellierungsmethode nachgewiesen.

3. Modellbildung

Die Modellbildung des elastischen Mehrkörpersystems wird mit der kommerziellen Software SIMPACK durchgeführt. Das Simulationswerkzeug verfügt über leistungsstarke Integrationsverfahren zur numerischen Lösung von Mehrkörpersystemen und ist ein etabliertes Simulationswerkzeug in der Schienenfahrzeugindustrie. Im Folgenden soll die praktische Umsetzung der Modellelemente eines zweistufigen Motor-Getriebe-Prüfstandmodells anhand einer Aufzählung der Körperschall anregenden Modellelemente in Tabelle 1 und der Körperschall leitenden Modellelemente in Tabelle 2 beschrieben werden.

Tabelle 1: Umsetzung Körperschall anregender Modellelemente Prüfstandmodell

Verzahnungen	Verzahnungsgeometrie „Gear Wheel“: nach Zeichnung Kraftelement „Gear Pair“, Zahnfedersteifigkeit nach DIN 3990-1 Anzahl Slices: 100 Steifigkeitsverhältnis: 0,7 Dämpfungs koeffizient: 2500 Ns/m
Unwucht der Wellen	Parametrierung auf Basis von Wuchtgüten nach DIN ISO 1940-1
elektrische Maschine	nicht modelliert

Messungen an Antriebsstrang und Vollfahrzeug haben gezeigt, dass neben der Verzahnung die elektromagnetische Anregung aus dem elektrischen Antrieb einen nicht zu vernachlässigenden Anteil am induzierten Körperschall als auch am abgestrahlten Luftschall besitzt [7]. Da der Fokus des Forschungsprojektes auf der mechanischen Modellierung liegt, wird diese Anregung im Modell nicht dargestellt.

Tabelle 2: Umsetzung Körperschall leitender Modellelemente Prüfstandmodell

Wälz lager	Nichtlineares Kraftelement „Rolling Bearing“ mit Berücksichtigung geometrischer Eigenschaften des Wälz lagers und daraus abgeleiteten nichtlinearen Steifigkeitseigenschaften mit Koppeltermen
Sphärolager	Lineare Kraftelemente, Steifigkeitsparameter laut Zeichnung
Keilpaketkupplung	Räumlich verteilte Kraftwirkung linearer Kraftelemente, Steifigkeitsparameter laut Zeichnung
Antriebs-, Zwischen- und Prüfstandwelle	Timoshenko-Balkenelemente
Hohlwelle	Reduzierter elastischer Körper mit räumlich verteilten Anbindungs punkten für Keilpaketkupplung
Motor-Getriebe- Gehäuse	Reduzierter elastischer Körper mit Moden bis 2000 Hz, validiert mit Messung bis 1000 Hz, bis 1000 Hz Dämpfungsmaß D laut Mes sung, ab 1000 Hz D = 0,02 Anbindungspunkte modelliert in ANSYS mit flexibler Anbindung

Die Strukturdämpfung der flexiblen Körper erfolgt über einen modalen Dämpfungsansatz. Soweit in den Tabellen nicht anders angegeben wird das Dämpfungsmaß D = 0,02 festgelegt. Dämpfungen der Wälz lager, Sphärolager und der Keilpaketkupplung werden mit An

nahmen aus [8] abgeschätzt. Die Diskretisierung der Timoschenko-Balkenelemente erfolgt nach [9] in eine Anzahl an Abschnitten, die dem dreifachen der Anzahl interessanter Moden entspricht.

Das beschriebene Modell des Motor-Getriebe-Verbandes, das zu großen Teilen den in Abschnitt 2 beschriebenen Modellierungsrichtlinien entspricht, wurde in ein bestehendes Gesamtfahrzeugmodell der Fahrdynamik-Abteilung Bombardiers integriert. Das im Frequenzbereich bis 30 Hz gültige MKS-Modell ist um einen reduzierten elastischen Körper des Drehgestellrahmens, elastische Radsatzwellen und eine elastische Wankstütze erweitert worden. Kurze Erläuterungen zu den im Gesamtfahrzeugmodell verwendeten Modellelementen finden sich in Tabelle 3. Nähere Erläuterungen zum Vorgehen bei der Erstellung des bis 1000 Hz experimentell validierten flexiblen Drehgestellrahmens wurden in [10] dokumentiert.

Tabelle 3: Umsetzung Körperschall leitender Modellelemente des Gesamtfahrzeugmodells

Primärfeder (Gummikonusfeder)	Kraftelemente mit nichtlinearer Steifigkeitskennlinie in z-Richtung und linearer Kennlinie in den übrigen Raumrichtungen
Sekundärfeder (Luftfeder)	Parallelschaltung aus nichtlinearem Luftfedermodell „Air Spring Advanced“ und linearer Steifigkeit in z-Richtung
Primär-, Sekundär- und Schlingerdämpfer	Eindimensionale Kraftelemente mit nichtlinearer Dämpfungskennlinie und linearer Steifigkeitskennlinie
Wagenkasten	Reduzierter elastischer Körper mit Moden bis 30 Hz
Drehgestellrahmen	Reduzierter elastischer Körper mit Moden bis 2000 Hz, validiert mit Messung bis 1000 Hz
Radsatzwelle	Timoshenko-Balkenelemente
Wankstütze	Timoshenko-Balkenelemente, lineare Kraftelemente zur Darstellung von Lagerungen

Der derzeitige Modellstand umfasst keine Anregung aus dem Rad-Schiene-Kontakt mit Gültigkeit im akustischen Frequenzbereich. Insbesondere bei Geschwindigkeiten oberhalb von 80 km/h kann diese durch Körperschall in den Innenraum des Schienenfahrzeugs gelangen und abgestrahlt als Luftschatll hörbar in den Vordergrund treten [11].

4. Erläuterungen zur Betriebsmessung des Vollfahrzeugs

Die Betriebsmessung mit triaxialen Beschleunigungssensoren am angetriebenen Drehgestell TDG-VAR 3 (siehe Bild 1) eines Endwagens des Elektrotriebzuges und Luftschatllmessungen jeweils im Sitz- und Gangbereich nahe des untersuchten Drehgestells wurden auf einer TSI-

konformen Messstrecke zwischen Wieren und Uelzen von Johannes Woller in Kooperation mit BOMBARDIER TRANSPORTATION im Jahr 2017 durchgeführt.

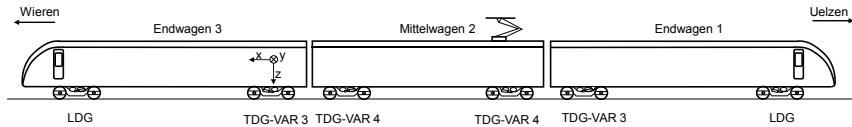


Bild 1: Koordinatensystemorientierung der Messung am Triebdrehgestell TDG-VAR 3

Die Auswertung der Fahrzeugmessung und eine erste Gegenüberstellung mit Simulationsergebnissen soll sich im Rahmen dieses Beitrags auf eine Beschleunigungsfahrt von 6 auf 96 km/h von Uelzen Richtung Wieren beschränken. Die in Bild 3 dargestellten Messpunkte (MP) kennzeichnen einen möglichen Körperschallpfad. Ausgehend von der Quelle, der Anregung durch Steifigkeitsschwankungen im Zahnkontakt, wird der Körperschall über die Motoraufnahme (MP10 und MP11, motor-getriebegehäuseseitig) in das Drehgestell geleitet. Untersuchungen anhand einer Operationellen Transferpfadanalyse (OTPA) an einem ähnlichen Zugmodell in [1] legen nahe, dass der Übertragungspfad über den Schlingerdämpfer in vielen Fahrsituationen den Schalldruckpegel im Innenraum dominiert. Daher wird der MP2 als ein weiterer zu betrachtender Messpunkt festgelegt.

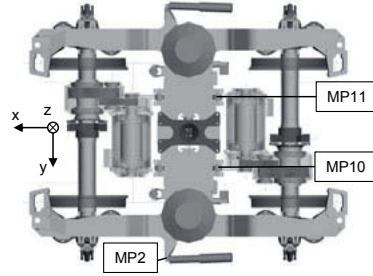


Bild 2: Draufsicht des MKS-Modells des Drehgestells mit Kennzeichnung wichtiger Messpunkte der Vollfahrzeugmessung

5. Betrachtungen zur Lastfalldefinition

Anregungsmechanismen in Verzahnungen werden durch die Relativlage der Zahnradkörper beeinflusst. Diese ergibt sich aus den Verformungen der Zahnradkörper, der Wellen, der Lager und des sie umgebenden Gehäuses unter Last. Zusätzlich dazu werden in der Praxis Flankenformkorrekturen aufgebracht, um eine hohe Tragfähigkeit, lange Lebensdauer und einen hohen Wirkungsgrad bei möglichst geringer Anregung durch die Verzahnung zu erzie-

len. Genauso wie die Verformungen der beteiligten Bauteile sind auch die benötigten Verzahnungskorrekturen stark lastabhängig [12]. Die aufgebrachten Flankenformkorrekturen stellen demnach einen Kompromiss dar. Um den Einfluss der Belastungssituation auf die Verzahnungsanregung im Modell zu prüfen, wurden anhand des in Abschnitt 3 beschriebenen Prüfstandmodells Drehzahlhochlaufrechnungen bei unterschiedlichen Lastmomenten durchgeführt. In Bild 3 lässt sich eine Drehzahlabhängigkeit der Anregung feststellen, die sich aus Wechselwirkungen mit dem Schwingungssystem Antriebsstrang ergibt. Bei ansteigendem Lastmoment vergrößert sich die Steifigkeit der Verzahnung (breiteres Eingriffsgebiet durch Kontaktverformungen im Zahnkontakt) und die Steifigkeit der Lagerungen (nichtlinearer Kraft-Weg-Zusammenhang im Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn). Daraus ergibt sich eine Erhöhung der Eigenfrequenzen des Systems. Diese resultieren in verschiedenen Resonanzen und durch die Rückwirkung des Antriebssystems, auch in verschobenen dynamischen Zahnkraftamplituden. Neben diesem Effekt kann bei der zweiten Getriebestufe (langsamer drehend) ein Anstieg der Amplituden der dynamischen Zahnkräfte bei ansteigender Last beobachtet werden. Die Amplituden der Zahnkräfte der ersten Getriebestufe (schneller drehend) hingegen werden drehzahlabhängig unterschiedlich durch höhere Lasten beeinflusst. Das Verhalten kann plausibel auf das Verformungsverhalten der beteiligten Bauteile unter Last und die angewendeten Verzahnungskorrekturen zurückgeführt werden.

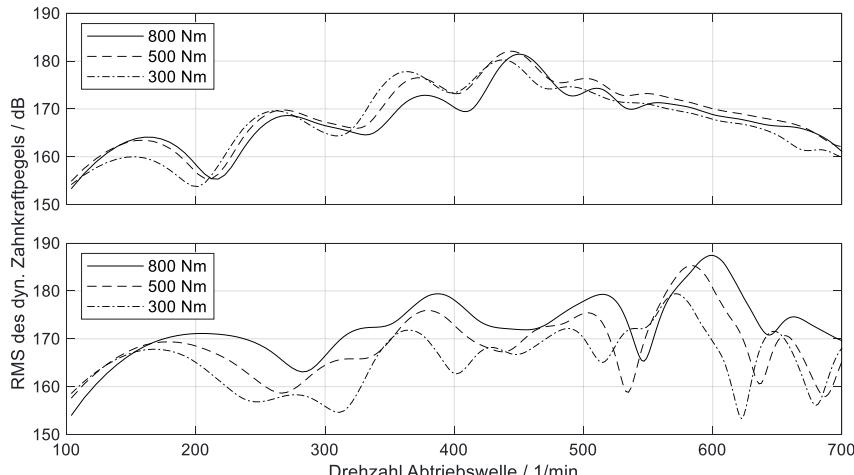


Bild 3: Ordnungsgefilterte dynamische Zahnkraft der ersten Zahneingriffsordnung der ersten (oben) und zweiten (unten) Getriebestufe über der Drehzahl bei unterschiedlichen Lastmomenten

Aufgrund der Lastabhängigkeit des dynamischen Systemverhaltens des Antriebsstrangs ist, zur Vergleichbarkeit der gemessenen bzw. simulierten Ergebnisgrößen, das in der Versuchsfahrt auftretende Antriebsmoment im Simulationsmodell zu implementieren. Da das Drehmoment bei der Messkampagne nicht gemessen werden konnte, muss dieses über die fahrdynamische Grundgleichung [13] aus der Fahrgeschwindigkeit des Zuges abgeschätzt werden. Dieser Weg der Ermittlung des Antriebsmomentes ist fehleranfällig, da der gemessene Geschwindigkeitsverlauf durch Rauschen überlagert wird und daher gefiltert werden muss und Parameter, wie die Streckenwiderstandskraft, nicht bekannt sind. Bild 4 zeigt den Verlauf des berechneten Antriebsmomentes über Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit des Zuges.

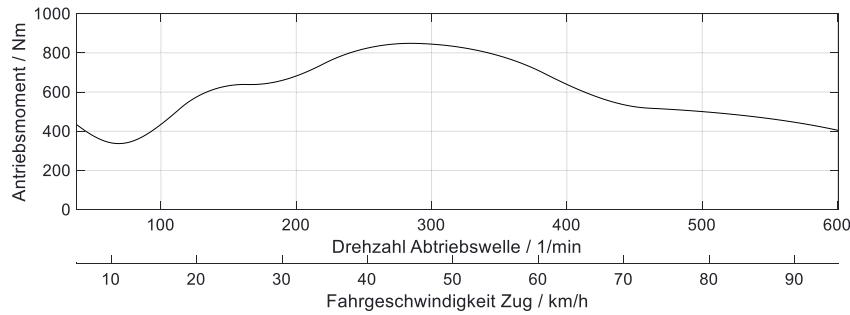


Bild 4: Aus Radsatzwellendrehzahl berechnetes Antriebsmoment der Messfahrt

Aus den Betrachtungen zum Einfluss des anliegenden Antriebsmomentes auf die Verzahnungsanregung und den breiten Antriebsmoment- und Drehzahlbereich der bei Zugfahrten regelmäßig durchfahren wird, ist die Komplexität bei der Auslegung einer anregungsarmen Verzahnung im Schienenfahrzeug erkennbar.

6. Auswertung von Simulations- und Messergebnissen

Zur Gegenüberstellung von Simulations- und Messergebnissen soll, aufgrund dessen räumlicher Nähe zur Anregungsquelle (Verzahnung) und daraus resultierenden größeren Beschleunigungsamplituden im Vergleich zum MP11, zunächst MP10 betrachtet werden. Durch die geringere Steifigkeit der Sphaerolager entsteht in x- und y-Richtung, bei in der Größenordnung ähnlichen Schwingungspegeln des Messpunktes in allen drei Raumrichtungen, eine geringere dynamische Lagerkraft. Da die z-Richtung somit den größten Beitrag zur übertragenen Körperschallleistung liefert, wird sie im Folgenden näher betrachtet. Bild 5 zeigt eine Gegenüberstellung der Ordnungsspektren der Messung und der Simulation bezogen auf die Radsatzwellendrehzahl. In beiden Darstellungen lassen sich

jeweils deutlich die erste und zweite Zahneingriffsordnung der ersten (171., 341. Ordnung) und zweiten Getriebestufe (56., 112. Ordnung) erkennen. Neben diesen können in den Messergebnissen die 76. und die 231. Ordnung als dynamische Anregungen aus der elektrischen Maschine identifiziert werden. Diese können durch das derzeitige Simulationsmodell nicht dargestellt werden.

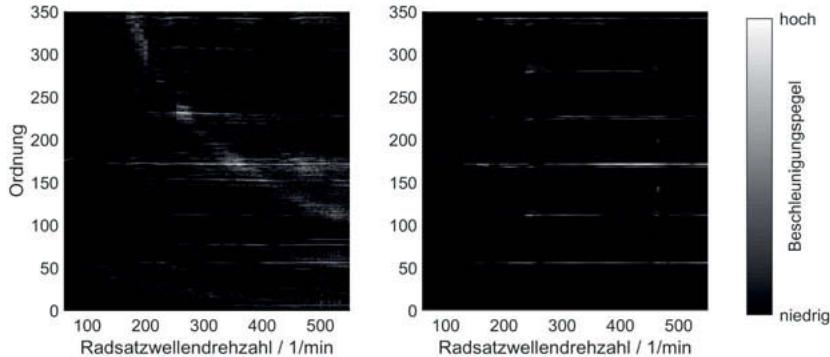


Bild 5: Ordnungsspektren des MP10 z-Richtung von Messung (links) und Simulation (rechts)

In Bild 6 wird der Verlauf des Effektivwertes des Beschleunigungspegels der 171. Ordnung genauer betrachtet. Die Größenordnung der Beschleunigungspegel wird durch die Simulation recht gut getroffen, die genaue Lage von Resonanzfrequenzen nicht. Es lässt sich eine qualitative Ähnlichkeit der Verläufe mit einer Verschiebung von Resonanzen hin zu höheren Drehzahlen bei der Simulation feststellen.

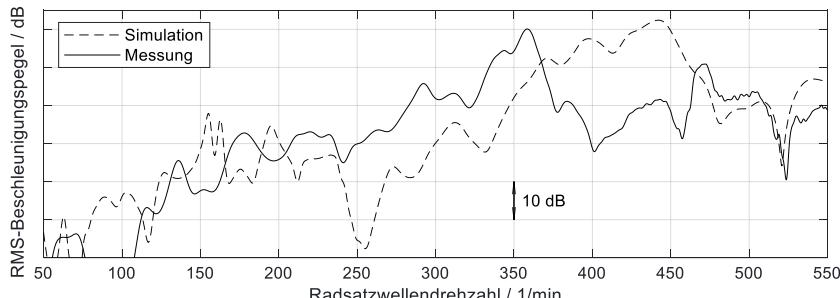


Bild 6: Gegenüberstellung des Effektivwertes der durch die erste Zahneingriffsordnung der ersten Getriebestufe verursachten Beschleunigungspegel in z-Richtung am MP10

Bild 7 zeigt eine Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse am MP2. Hier zeigt sich eine etwas bessere Übereinstimmung der Beschleunigungspegel.

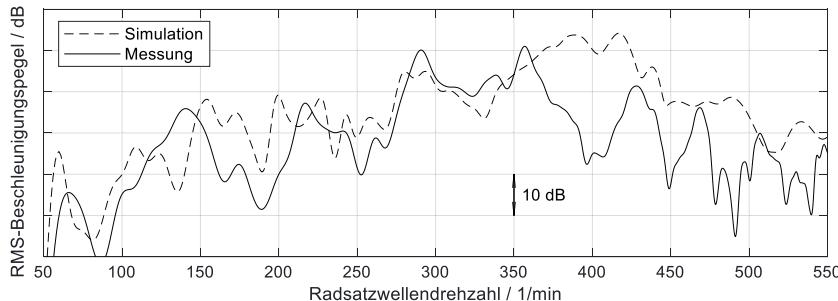


Bild 7: Gegenüberstellung des Effektivwertes der durch die erste Zahneingriffsordnung der ersten Getriebestufe verursachten Beschleunigungspegel in z-Richtung am MP2

7. Bewertung der Ergebnisse und Ausblick

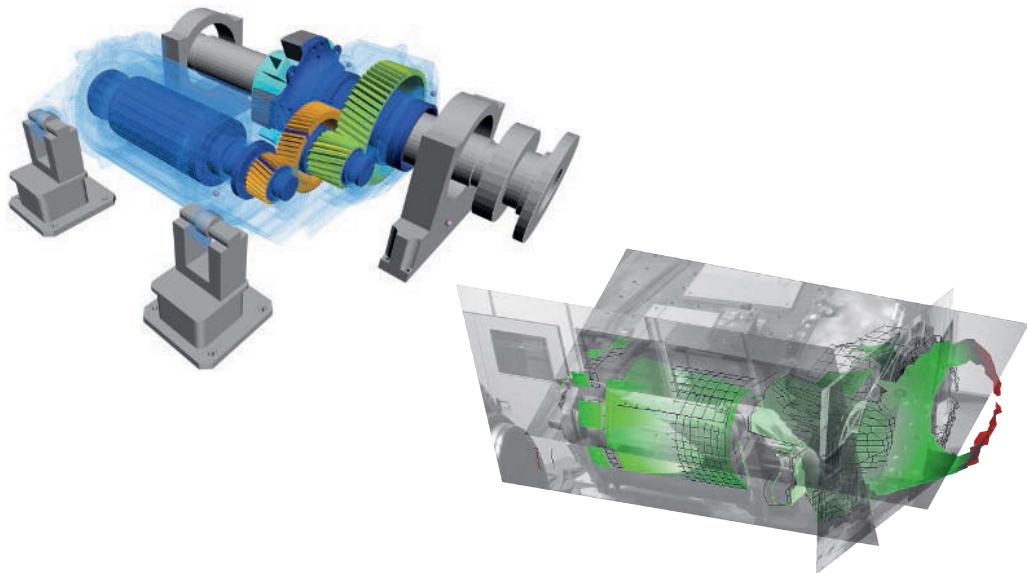
Neben der im Abschnitt 5 diskutierten, fehlerbehafteten Abschätzung des Antriebsmomentes und der starken Lastabhängigkeit der Verzahnungsanregung können eventuell unzulässige Modellannahmen Ursachen für Abweichungen zwischen simulierten und gemessenen Beschleunigungspegeln darstellen. Eine Bewertung des Einflusses auf die simulierten Beschleunigungswerte und daraus abgeleitete Vertiefungen des Detaillierungsgrades sind beispielsweise für folgende Modellelemente in Betracht zu ziehen:

- orthotrope Materialeigenschaften des Läufers (Antriebswelle)
- räumliche Auflösung der Wälzlagerkraftelemente
- drehzahlabhängige Dämpfung in Wälzlagern
- Rückwirkung der Koppelbauteile zwischen Drehgestell und Wagenkasten
- Rückwirkung der Strukturdynamik des Wagenkastens

Eine Verbesserung der Übereinstimmung durch die Untersuchung der genannten Modellelemente wird in einem bis 2021 geplanten Forschungsprojekt der PROFESSUR FÜR DYNAMIK UND MECHANISMENTECHNIK und BOMBARDIER TRANSPORTATION angestrebt.

7. Literaturhinweise

- [1] Sievi, A., Lohrmann, M., Stegmann, B., Rüst, P.: Einsatz der OTPA im Rahmen der Innengeräuschentwicklung am Beispiel eines Elektrotriebzuges. DAGA. Düsseldorf 2011
- [2] Schwertassek, R., Wallrapp, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme. Braunschweig: Vieweg 1999
- [3] Riedel, F.: Auswertung experimenteller Daten zum Körperschall an einem elektrischen Triebzug. Diplomarbeit. TU Dresden 2017
- [4] Wegerhoff, M.: Methodik zur numerischen NVH Analyse eines elektrifizierten PKW Antriebsstrangs. Dissertation. RWTH Aachen 2017
- [5] Kamper, T.: Validierte Modellierungsmethodik für die Simulation des Körperschallverhaltens von Getrieben in Windenergieanlagen. Dissertation. RWTH Aachen 2016
- [6] Sanzenbacher, Sabine: Reduzierung von Getriebegeräuschen durch Körperschallminderungsmaßnahmen. Dissertation. Universität Stuttgart 2016
- [7] Woller, J., Beitelschmidt, M.: Structure-borne noise excitation from the drive train of a rail vehicle. Proceedings of the 1st International Railway Symposium. Aachen 2017
- [8] Schlecht, B.: Maschinenelemente 2. München: Paerson Studium 2010
- [9] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Heidelberg : Springer Vieweg 2014
- [10] Woller, J., Lein, C., Zeidler, R., Beitelschmidt, M.: Numerical Study of the Structure-borne Sound Transmission of a Bogie. Proceedings of the Third International Conference on Railway Technology: Research, Development and Maintenance. Cagliari 2016
- [11] Raida, H., Bolgnese, G.: Akustische und thermische Produktlösungen für Schienenfahrzeuge. Eisenbahntechnische Rundschau ETR, Nr. 03, 2014, S. 38–45
- [12] Linke, H.: Stirnradverzahnungen. München: Carl Hanser Verlag 1996
- [13] Wende, Dietrich: Fahrdynamik des Schienenverkehrs. Stuttgart: Teubner 2003



ISBN 978-3-18-092366-6

Bildquelle: © DMT, Technische Universität Dresden